

PROJETO DE GRADUAÇÃO

DIMENSIONAMENTO CINEMÁTICO E DINÂMICO DE SUSPENSÃO DUPLO A

Por,

Daniel de Araújo Almeida

Brasília, 26 de Junho de 2012

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

DIMENSIONAMENTO CINEMÁTICO E DINÂMICO DE SUSPENSÃO DUPLO A

POR,
Daniel de Araújo Almeida

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Alberto C. G. C. Diniz, UnB/ ENM (Orientador)	_____
Prof. ^a Carla T. M. Anflor, UnB/ FGA (Co-orientadora)	_____
Prof. Antônio Manoel D. Henriques, UnB/ ENM	_____
Prof. ^a Dianne Magalhães Viana, UnB/ ENM	_____

Brasília, 26 de Junho de 2012

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Leonardo e Josélia, meus irmãos João e Anna, meus amigos e em especial às pessoas que muito me ajudaram na jornada, Amaranta e Renatinha.

Daniel de Araújo Almeida

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais e irmãos por todo apoio e paciência quase infinita durante todo o curso e projetos. Aos professores da Engenharia Mecânica, em especial, aos professores Alberto Diniz, Mario Olavo e Carla Anflor que muito contribuíram neste projeto.

Agradeço também às equipes, Projeto Ciclar e Piratas do Cerrado Baja SAE, das quais tive o imenso prazer e orgulho de fazer parte. Aos integrantes do grupo de pesquisa G.M.S.S.A que, sem o apoio este trabalho provavelmente não existiria.

Por fim agradeço as amizades que foram desenvolvidas e principalmente às que resistiram a toda distância durante esta fase.

Daniel de Araújo Almeida

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo elaborar e verificar um programa de código aberto para dimensionamento geométrico e cinemático de um sistema de suspensão do tipo Duplo A (*Double wishbone*). Nesta rotina serão abordados oito parâmetros de suspensão: bitola, altura do centro de rolagem, ângulo de camber, ângulo de caster, ângulo de *toe*, inclinação do pino mestre, altura do assoalho e compressão do conjunto amortecedor-mola. Os oito parâmetros serão calculados em todas as posições ao longo de todo o curso do trabalho de suspensão. A verificação do código ocorre nos seguintes âmbitos, equacionamento, algoritmo e modelo.

ABSTRACT

This work presents the development and the verification of a routine for geometric and kinematic dimensioning of a Double wishbone suspension system. The routine calculates eight suspension parameters, track width, roll center height, camber angle, caster angle, toe angle, kingpin inclination, compression of the shocks and spring and floor's height. All of those parameters are calculated for different positions along the entire working stroke of the suspension. The computational code is verified for the mathematical equations, the algorithm and the physical model.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. MOTIVAÇÃO	1
1.2. OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	2
2. INTRODUÇÃO TEÓRICA	3
2.1. A SUSPENSÃO DUPLO A	3
2.2. PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO A	4
2.3. PARÂMETROS RELEVANTES NO PROJETO DE SUSPENSÕES DUPLO A	10
2.3.1. Bitola	10
2.3.2. Pino mestre	10
2.3.3. Ângulo de camber	12
2.3.4. Ângulo de caster	12
2.3.5. Convergência	13
2.3.6. Centro de rolagem	13
2.3.7. Esterçamento involuntário	14
3. DESENVOLVIMENTO DO PROGRAMA	15
3.1. SISTEMA DE COORDENADAS E LIMITAÇÕES	16
3.2. MODELO DA SUSPENSÃO DUPLO A	20
3.3. DEDUÇÃO DAS EQUAÇÕES	21
3.3.1. Cálculo das posições dos pontos com os braços em movimento	22
3.3.1.1. Cálculo da posição do pino mestre	22
3.3.1.2. Cálculo da posição da fixação do braço de direção no link de direção	24
3.3.1.3. Cálculo da posição da ponta de eixo	25
3.3.1.4. Cálculo do ângulo de caster e inclinação do pino mestre	26
3.3.1.5. Cálculo do ângulo de camber e de convergência (<i>toe</i>)	27
3.3.1.6. Cálculo da altura do centro de rolagem	28
3.3.1.7. Cálculo da compressão do amortecedor	30
3.4. ALGORITMO	30
4. VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO	32
4.1. SIMULAÇÃO DO SISTEMA COM RESULTADOS CONHECIDOS	32
4.2. COMPARAÇÃO DE RESULTADOS COM SOFTWARE COMERCIAL	38
5. ESTUDO DE CASO	45

5.1.	CONTEXTUALIZAÇÃO	45
5.2.	REQUISITOS DE PROJETO	46
5.3.	RESULTADOS	48
5.4.	DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA A PARTIR DA GEOMETRIA	54
6.	CONCLUSÃO	55
7.	REFERÊNCIAS	57
8.	ANEXO	58

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Suspensão duplo A (adaptado de: http://www.rapid-racer.com/suspension.php)-	3
Figura 2.2 - Deformação do pneu em um veículo fora de estrada-----	5
Figura 2.3 - Cubo de roda com ponta de eixo -----	6
Figura 2.4 - Montagem do cubo de roda na manga de eixo-----	6
Figura 2.5 - Pivôs de suspensão (fonte: http://shop.francoimports.com.br/84-pivo-de-suspensao) -----	7
Figura 2.6 - Terminais rotulares esféricos (fonte: http://www.prcracing.com) -----	7
Figura 2.7 - Molas helicoidais do Audi A3 (fonte: http://www.rumoautopecas.com.br) -----	8
Figura 2.8 - Feixes de mola (adaptado de: www.rcssorocaba.com.br) -----	8
Figura 2.9 - Amortecedor hidráulico (adaptado de: http://www.autoacesso.com.br) -----	9
Figura 2.10 - Amortecedor pneumático (fonte: http://www.piratruck.com.br) -----	9
Figura 2.11 – Bitola (adaptado de: http://www.germancarforum.com/community/threads/official-bmw-x1-thread.29906/) -----	10
Figura 2.12 - Inclinação de pino mestre e <i>kingpin offset</i> -----	11
Figura 2.13 – Camber e caster (adaptado de: http://www.dymacvehiclegroup.com/tire/the-caster-terms.html)-----	12
Figura 2.14 - Convergência, <i>toe in</i> e <i>toe out</i> (adaptado de: http://www.dymacvehiclegroup.com/tire/the-caster-terms.html)-----	13
Figura 2.15 –Efeito <i>Jacking</i> -----	14
Figura 3.1 - Protótipo Perereca-----	16
Figura 3.2 - Vista esquerda da suspensão dianteira -----	17
Figura 3.3 - Sistema de coordenadas adotado no programa -----	18
Figura 3.4 - Vista lateral -----	19
Figura 3.5 - Vista lateral sem ângulo de ataque-----	19
Figura 3.6 - Vista normal aos eixos de rotação dos braços -----	19
Figura 3.7 - Linhas principais do sistema de suspensão-----	20
Figura 3.8 - Vista frontal das linhas principais do sistema de suspensão -----	21
Figura 3.9 - Sistema de suspensão da forma que o programa processa-----	21
Figura 3.10 - Sistema de suspensão com identificação dos pontos-----	22
Figura 3.11 - Representação gráfica das condições de contorno-----	24
Figura 3.12 - Centro Instantâneo-----	28
Figura 3.13 - Centro de rolagem -----	28
Figura 3.14 - Algoritmo do programa-----	31
Figura 4.1 – Sistema com resultado conhecidos -----	33
Figura 4.2 – Ponto de rotação da reta do centro de rolagem-----	34

Figura 4.3 - Gráficos da simulação do sistema com resultados conhecidos -----	36
Figura 4.4 - Resultados da simulação do sistema com resultados conhecidos -----	37
Figura 4.5 – Sistema simulado na verificação de modelo -----	39
Figura 4.6 – Inclinação do Pino Mestre no ADAMS/Car -----	40
Figura 4.7 – Inclinação do Pino Mestre no programa em Matlab -----	40
Figura 4.8 – Ângulo de camber no ADAMS/Car -----	41
Figura 4.9 – Ângulo de camber no programa em Matlab -----	41
Figura 4.10 - Ângulo de caster no ADAMS/Car -----	42
Figura 4.11 - Ângulo de caster no programa em Matlab -----	42
Figura 4.12 – Ângulo de <i>toe</i> no ADAMS/Car -----	43
Figura 4.13 – Ângulo de <i>toe</i> no programa em Matlab -----	43
Figura 4.14 – Altura do Centro de Rolagem no ADAMS/Car -----	44
Figura 4.15 – Altura do Centro de Rolagem no programa em Matlab -----	44
Figura 5.1 - Chassi com limitações de instalação do sistema -----	46
Figura 5.2– Suspensão com adaptador para Duplo A -----	48
Figura 5.3 – Sistema com campo de possibilidades para o ponto de fixação do braço superior na estrutura -----	49
Figura 5.4 – Gráfico de camber do sistema do veículo ELC -----	49
Figura 5.5 – Gráfico de caster do sistema do veículo ELC -----	50
Figura 5.6 – Gráfico de altura do centro de rolagem do sistema do veículo ELC -----	50
Figura 5.7 – Gráfico da bitola do sistema do veículo ELC -----	51
Figura 5.8 – Gráfico do ângulo de <i>toe</i> do sistema do veículo ELC -----	51
Figura 5.9 – Gráfico da compressão do amortecedor do sistema do veículo ELC -----	52
Figura 5.10 – Gráfico da inclinação do pino mestre do sistema do veículo ELC -----	52
Figura 5.11 – Resultados do sistema do veículo ELC -----	53
Figura 5.12 – Sistema desenvolvido a partir da geometria -----	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Vantagens e desvantagens do Duplo A	4
Tabela 4.1 Dados de entrada para a simulação do caso com resultado conhecido.....	35

LISTA DE SÍMBOLOS

$Comp_{sup}$: comprimento do braço de suspensão superior

$Comp_{inf}$: comprimento do braço de suspensão inferior

$Comp_{pino_m}$: comprimento do pino mestre

X_1 : coordenada x do ponto 1

X_2 : coordenada x do ponto 2

X_3 : coordenada x do ponto 3

X_4 : coordenada x do ponto 4

Y_1 : coordenada y do ponto 1

Y_2 : coordenada y do ponto 2

Y_3 : coordenada y do ponto 3

Y_4 : coordenada y do ponto 4

Z_2 : coordenada z do ponto 2

Z_3 : coordenada z do ponto 3

$PINO_M$: vetor que representa o pino mestre

$VERTICAL$: vetor que representa a vertical

$HORIZONTAL$: vetor que representa a horizontal

$PINO_M_caster$: vetor que representa o pino mestre na vista lateral

$PINO_M_inclinação$: vetor que representa o pino mestre na vista frontal

Xms : coordenada x do ponto superior do pino mestre

Yms : coordenada y do ponto superior do pino mestre

Zms : coordenada z do ponto superior do pino mestre

Xmi : coordenada x do ponto inferior do pino mestre

Ymi : coordenada y do ponto inferior do pino mestre

Zmi : coordenada z do ponto inferior do pino mestre

$PONTA_EIXO$: vetor que representa a ponta de eixo

$PONTA_EIXO_camber$: vetor que representa a ponta de eixo na vista frontal

$PONTA_EIXO_Toe$: vetor que representa a ponta de eixo na vista superior

X_{cp} : coordenada x do centro do pneu

Y_{cp} : coordenada y do centro do pneu

Z_{cp} : coordenada z do centro do pneu

X_{pem} : coordenada x da fixação da ponta de eixo na manga

Y_{pem} : coordenada y da fixação da ponta de eixo na manga

Z_{pem} : coordenada z da fixação da ponta de eixo na manga

a : coeficiente angular de uma função afim qualquer

b : coeficiente linear de uma função afim qualquer

X_m : coordenada x do pino mestre

Y_m : coordenada y do pino mestre

X_{es} : coordenada x da fixação do braço de suspensão na estrutura

Y_{es} : coordenada y da fixação do braço de suspensão na estrutura

Z_{es} : coordenada y da fixação do braço de suspensão na estrutura

X_{co} : coordenada x do centro instantâneo

Y_{co} : coordenada y do centro instantâneo

as : coeficiente angular da função que representa o braço de suspensão superior

bs : coeficiente linear da função que representa o braço de suspensão superior

ai : coeficiente angular da função que representa o braço de suspensão inferior

bi : coeficiente linear da função que representa o braço de suspensão inferior

X_{ps} : coordenada x do ponto de contato entre pneu e solo

Y_{ps} : coordenada y do ponto de contato entre pneu e solo

dp : diâmetro externo do pneu

acr : coeficiente angular da função que determina a altura do centro de rolagem

bcr : coeficiente linear da função que determina a altura do centro de rolagem

X_{mse} : coordenada x do ponto superior do pino mestre no repouso

Y_{mse} : coordenada y do ponto superior do pino mestre no repouso

X_{mie} : coordenada x do ponto inferior do pino mestre no repouso

Ymie : coordenada y do ponto inferior do pino mestre no repouso

Xcd : coordenada x do terminal articulado do braço de direção

Ycd : coordenada y do terminal articulado do braço de direção

Zcd : coordenada y do terminal articulado do braço de direção

Xlinke : coordenada x da fixação do braço de direção no link de direção no repouso

Ylinke : coordenada y da fixação do braço de direção no link de direção no repouso

Zlinke : coordenada y da fixação do braço de direção no link de direção no repouso

Dvp : distância vertical do ponto inferior do pino mestre até o centro do pneu

Dhp : distância horizontal do ponto inferior do pino mestre até o centro do pneu

Xae : coordenada x do ponto de fixação do amortecedor na estrutura

Yae : coordenada y do ponto de fixação do amortecedor na estrutura

Fa : Razão entre a distância de fixação do braço inferior na estrutura e fixação do amortecedor no braço de suspensão e comprimento total do braço inferior

comp_am : comprimento do amortecedor estendido

Larg_pneu : largura do pneu

Porc_larg_alt : porcentagem da largura do pneu que representa a altura do pneu

D_r : diâmetro da roda

Do : distância entre a fixação dos braços inferiores direito e esquerdo na estrutura

Bump : deslocamento máximo do sistema de suspensão para cima

Rebound : deslocamento máximo do sistema de suspensão para baixo

1.INTRODUÇÃO

Entende-se por suspensão veicular o conjunto de componentes responsável por absorver os choques, vibrações ou irregularidades do solo que seriam transmitidos à estrutura ou ao ocupante. Além de absorver qualquer tipo de irregularidade, sistemas de suspensão também estão diretamente ligados à estabilidade e, por consequência, à segurança do veículo.

Para garantir que um sistema de suspensão seja dinâmica e ergonomicamente razoável é necessário deter um conhecimento aprofundado dos possíveis tipos de suspensão para que possa ser selecionado o tipo que melhor se adéqua a cada projeto. Além da análise do tipo de suspensão, é necessário dominar o conhecimento acerca dos parâmetros geométricos, como sua forma de cálculo e sua influência nos outros parâmetros e no veículo.

O presente trabalho aborda unicamente suspensões do tipo Duplo A. Serão apresentados diversos parâmetros cruciais para se projetar um sistema deste tipo, como os ângulos de *camber*, *caster* e *toe*, inclinação do pino mestre, altura do centro de rolagem, bitola de eixo e a compressão do amortecedor. O Duplo A é um tipo de suspensão que possui uma alta resistência e possibilita controlar melhor os parâmetros geométricos ao longo de todo o curso do trabalho de suspensão. A escolha deste tipo de sistema dentre tantos outros tão ou mais relevantes para a indústria automotiva, se deve ao fato deste ser um sistema que exige um dimensionamento geométrico muito criterioso para o correto funcionamento. Por isso, o desenvolvimento de um programa se torna muito vantajoso, quase indispensável. Utilizando-se um programa, a análise de uma ampla variedade de geometrias se torna muito mais eficiente, permitindo uma otimização nos projetos, justificando desta forma o desenvolvimento de uma rotina de dimensionamento geométrico.

Apesar de ser importante desenvolver um programa que realize todos os cálculos necessários para o desenvolvimento geométrico de uma suspensão, antes que ele possa ser utilizado com credibilidade e confiança, é necessário submetê-lo a um processo de verificação e validação. Quando se fala de verificação existem várias formas de ser realizada e algumas áreas para serem focadas como verificação de equacionamento, verificação de algoritmo e verificação de modelo, por exemplo. O presente trabalho também apresenta os testes de verificação aos quais o programa foi submetido e o aplica no desenvolvimento de um sistema de suspensão de um protótipo inovador.

1.1. MOTIVAÇÃO

O estudo de sistemas de suspensão pode ser responsável por garantir mais segurança a veículos de passeio ou por oferecer um melhor desempenho para veículos de competição. Por esse

motivo é importante que existam estudos que viabilizem o desenvolvimento deste tipo de conhecimento.

A criação de uma rotina de dimensionamento de suspensão proporciona uma maior agilidade no desenvolvimento de projetos, o que torna possível analisar inúmeras geometrias antes de decidir qual será a melhor opção para cada caso.

A utilização de rotinas com código aberto, como a que será apresentada neste projeto, se torna muito vantajosa principalmente no aspecto econômico. A ausência de custos para aquisição do programa indica que sua utilização é recomendada para equipes acadêmicas de desenvolvimento de veículos, como a equipe do Projeto Ciclar, ou equipes de desenvolvimento de carros de competição, como as de Baja SAE ou de Fórmula SAE, o que possibilitará um estudo mais aprofundado de possíveis geometrias que possam ser utilizadas em seus protótipos.

1.2. OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um código computacional para desenvolvimento geométrico de sistemas de suspensão do tipo Duplo A. Para isso, o programa calculará os principais parâmetros do sistema utilizando a plataforma Matlab. Como objetivos secundários tem-se a verificação do equacionamento, do algoritmo e do modelo, além de apresentar a aplicação do programa para desenvolver o sistema de suspensão dianteira de um protótipo.

O trabalho está organizado da seguinte maneira:

- Conceitos utilizados,
- Equacionamento utilizado pelo programa;
- Características básicas do programa;
- Algoritmo;
- Metodologia de verificação;
- Estudo de caso;
- Conclusões.

2.INTRODUÇÃO TEÓRICA

Para o completo entendimento da rotina desenvolvida neste trabalho, será apresentada uma breve revisão teórica abordando os principais termos e parâmetros relacionados com a suspensão Duplo A e usados para a elaboração da rotina de dimensionamento geométrico.

2.1. A SUSPENSÃO DUPLO A

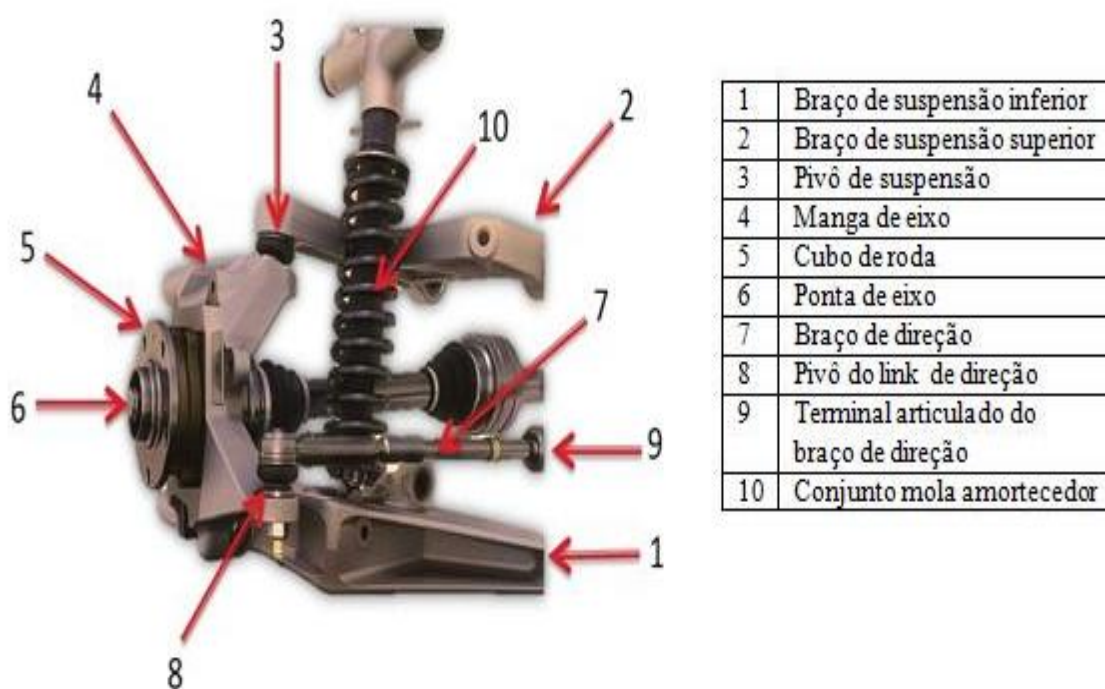


Figura 2.1 - Suspensão duplo A (adaptado de: <http://www.rapid-racer.com/suspension.php>)

Esta suspensão, apresentada na Fig. (2.1), é conhecida mundialmente como *Double wishbone* ou *Double A arm*. Sua principal característica é a presença de dois braços ou bandejas, um superior e outro inferior que geralmente tem um formato triangular.

A suspensão do tipo Duplo A foi a mais comum em sistemas dianteiros logo após a segunda guerra mundial. Hoje é encontrada principalmente em carros de alto desempenho. No mercado nacional, pode ser encontrada em alguns sistemas dianteiros de caminhonetes, como a Chevrolet D20, além de alguns sistemas traseiros como o do Honda Civic 2011.

Atualmente, esta suspensão é amplamente utilizada em carros de alto desempenho por possibilitar um ajuste refinado de características importantes relacionadas com a cinemática do trabalho de suspensão, como por exemplo, o ângulo de camber e o ângulo de caster.

As principais vantagens e desvantagens deste sistema de suspensão podem ser vistas na Tabela (2.1).

Tabela 2.1 - Vantagens e desvantagens do Duplo A

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Controle mais preciso do ângulo de camber ✓ Pequena variação de bitola ao longo do curso ✓ Pouca vibração transmitida à estrutura do veículo ✓ Elementos resistentes ✓ Curso útil alongado ✓ Possibilidade de configuração sobre-esterçante ou subesterçante 	<ul style="list-style-type: none"> ✗ Necessidade de muito espaço para instalação ✗ Custo elevado em comparação com os outros sistemas ✗ Redundância de elementos de ligação ✗ Necessidade de um dimensionamento criterioso para o correto funcionamento.

2.2. PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO A

Suspensões do tipo Duplo A são compostas basicamente por 11 partes: dois braços ou bandejas de suspensão, dois terminais articulados, a manga de eixo, ponta de eixo, cubo de roda, roda, pneu, amortecedor, mola. Alguns destes componentes não são exclusividades do tipo Duplo A, na verdade, a grande maioria deles aparece em qualquer tipo de suspensão. O que diferencia um sistema de outro é basicamente a forma com que os componentes são dispostos e fixados no carro.

Apesar de muitas pessoas pensarem que pneus são importantes unicamente para o sistema de trem de força do carro, eles são responsáveis por absorver uma boa parte das irregularidades do solo, em especial as de baixa amplitude. Em alguns casos, como os veículos fora de estrada, o pneu realiza uma grande deformação e pode absorver impactos maiores devido a buracos, pequenos troncos e obstáculos não muito grandes como meio fio. Na Figura (2.2) pode ser visto com clareza um caso de utilização do pneu para absorver o choque com um obstáculo.



Figura 2.2 - Deformação do pneu em um veículo fora de estrada

Outros exemplos de componentes que nem sempre são considerados parte integrante do sistema de suspensão são cubo de roda, manga de eixo e ponta de eixo. Manga de eixo é o componente que faz a ligação dos braços de suspensão e o cubo de roda é a peça que fixa a roda no veículo. O cubo de roda é um componente que fica móvel em relação ao chassi, pois gira na mesma velocidade angular que as rodas.

Como a manga de eixo é um elemento que não roda por estar fixada nos braços de suspensão, e o cubo de roda é um componente que gira juntamente com a roda, torna-se necessária a existência de um elemento de ligação entre esses dois elementos: esta é a função da ponta de eixo. A ponta de eixo é um eixo que passa por uma série de rolamentos que fica fixa ou na manga de eixo ou no cubo de roda, permitindo assim a rotação do cubo de roda. Nas Figuras (2.3) e (2.4) podemos ver, respectivamente, um exemplo de cubo de roda que possui ponta de eixo integrada e sua montagem em uma manga de eixo que possui uma série de rolamentos internos.



Figura 2.3 - Cubo de roda com ponta de eixo

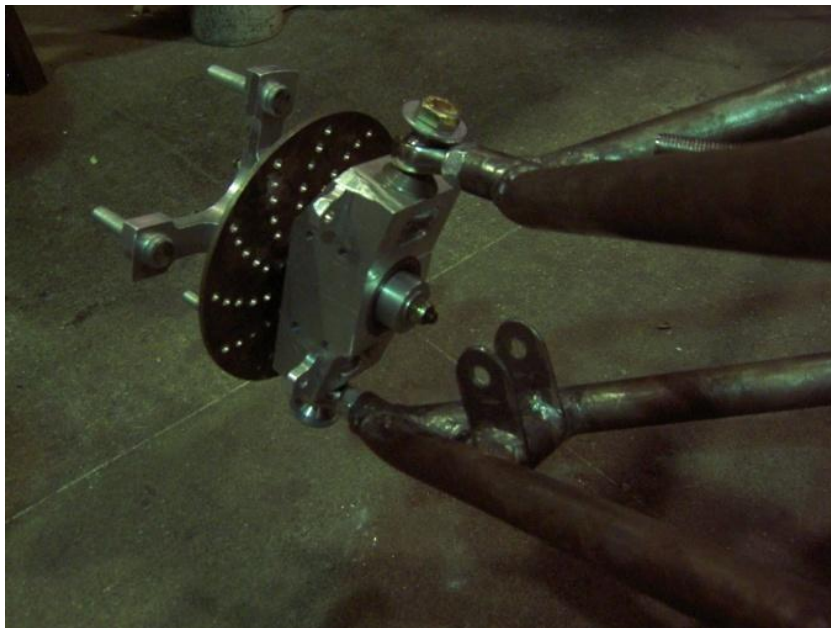


Figura 2.4 - Montagem do cubo de roda na manga de eixo

A manga é a peça que fica entre os braços de suspensão, porém para que os braços possam se deslocar para cima e para baixo de forma suave, sem causar danos à manga, é necessário um elemento de ligação que possibilite este tipo de movimento. Se o sistema for dianteiro, deve permitir ainda a rotação da manga para esterçar a roda. A grande maioria dos veículos encontrados no mercado utiliza uma peça conhecida como pivô. Outra possibilidade é a utilização de terminal rotular esférico,

conhecido popularmente como *Rod-end*. A Figura (2.5) mostra diferentes tipos de pivôs, enquanto que a Fig. (2.6) ilustra diversos tipos de terminais rotulares esféricos.



Figura 2.5 – Pivôs de suspensão (fonte: <http://shop.francoimports.com.br/84-pivo-de-suspensao>)



Figura 2.6 - Terminais rotulares esféricos (fonte: <http://www.prcracing.com>)

Os últimos elementos a serem citados são os amortecedores e molas. O conjunto destes dois elementos é que tornará possível absorver os choques e irregularidades do sistema. As molas são elementos responsáveis por armazenar energia, enquanto os amortecedores serão responsáveis por

dissipar a energia armazenada. Caso um sistema possua apenas molas sem amortecedores, irá oscilar demasiadamente quando excitado e causar desconforto ou até mesmo provocar a perda de contato entre o pneu e o solo.

As molas geralmente aparecem de duas formas: helicoidal e feixe de molas. O feixe de molas - Fig. (2.8) - é bastante utilizado em veículos pesados ou com grande capacidade de carga, como caminhões, ônibus e caminhonetes, apesar de já ter sido utilizado em carros de passeio no passado. As molas helicoidais - Fig. (2.7) - são as mais comuns em veículos de passeio e aparecem em quase todos os carros presentes no mercado nacional.



Figura 2.7 - Molas helicoidais do Audi A3 (fonte: <http://www.rumoautopecas.com.br>)



Figura 2.8 - Feixes de mola (adaptado de: www.rcssorocaba.com.br)

Quanto aos amortecedores, podemos dividi-los basicamente em três grupos: pneumáticos, hidráulicos e mistos. Amortecedores pneumáticos - Fig. (2.10), como o próprio nome diz, são aqueles que terão como fluido de trabalho ar ou algum outro gás pressurizado; amortecedores hidráulicos - Fig. (2.9), por sua vez, terão algum tipo de óleo como fluido de trabalho. Amortecedores mistos são aqueles que utilizam óleo e gás como fluidos de trabalho. O coeficiente de amortecimento desses amortecedores pode ser alterado variando-se a pressão de ar, em amortecedores pneumáticos, ou a viscosidade do óleo, em amortecedores hidráulicos.



Figura 2.9 - Amortecedor hidráulico (adaptado de: <http://www.autoacesso.com.br>)



Figura 2.10 - Amortecedor pneumático (fonte: <http://www.piratruck.com.br>)

2.3. PARÂMETROS RELEVANTES NO PROJETO DE SUSPENSÕES DUPLO A

Visando a melhor compreensão da terminologia que será abordada neste trabalho, esta subseção apresentará a definição dos parâmetros relevantes para o projeto de sistemas de suspensão do tipo Duplo A.

2.3.1. Bitola

A bitola de um veículo consiste na distância entre o centro da banda de rodagem de pneus do mesmo eixo, o que significa dizer que um automóvel pode ter um valor de bitola diferente para cada eixo. Apesar de esta ser a definição de bitola, é muito comum ver em algumas revistas e programas pessoas usarem o termo bitola se referindo a distância entre as faces externas do pneu direito e esquerdo.

A bitola de um veículo está diretamente relacionada com a estabilidade do carro, bem como a manobrabilidade. Quanto maior a bitola, maior será a dificuldade de projetar um veículo que contorne curvas de raio pequeno, porém será mais fácil projetar um veículo que seja estável em curvas e em altas velocidades. A Figura (2.11), a seguir, ilustra as bitolas dianteira e traseira do BMW série 1.

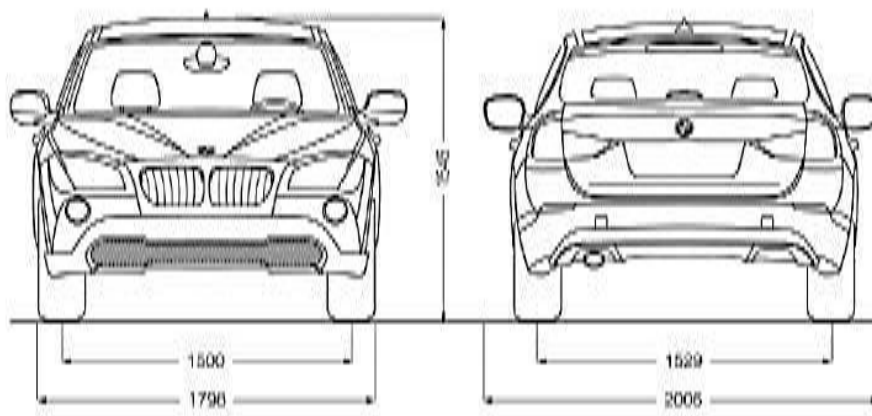


Figura 2.11 – Bitola (adaptado de: <http://www.germancarforum.com/community/threads/official-bmw-x1-thread.29906/>)

2.3.2. Pino mestre

Definimos pino mestre de uma suspensão do tipo Duplo A como o vetor que tem origem no ponto de articulação entre o braço de suspensão inferior e a manga de eixo e termina no ponto de articulação entre o braço de suspensão superior e a manga de eixo. Em outras palavras, o pino mestre é o eixo de rotação da roda. O pino mestre muitas vezes é confundido com a manga de eixo, porém vale

ressaltar que o pino mestre não é um elemento físico, é apenas o vetor que representa o eixo de esterçamento da roda.

Ao analisar o pino mestre, existem dois parâmetros importantes para o projeto de uma suspensão: a inclinação do pino mestre (*kingpin inclination*) e o *kingpin offset*.

A inclinação do pino mestre é o ângulo que existe entre uma linha perpendicular ao terreno e o pino mestre na vista frontal, como pode ser visto na Fig. (2.12). Este ângulo faz com que a roda assumam diferentes cambagens ao longo do esterçamento. Chamamos de *kingpin offset* a distância horizontal entre o centro da banda de rodagem do pneu e o ponto de contato entre o prolongamento do pino mestre e o solo na vista frontal. Na Figura (2.12) podemos ver o *kingpin offset*, representado pela letra D.

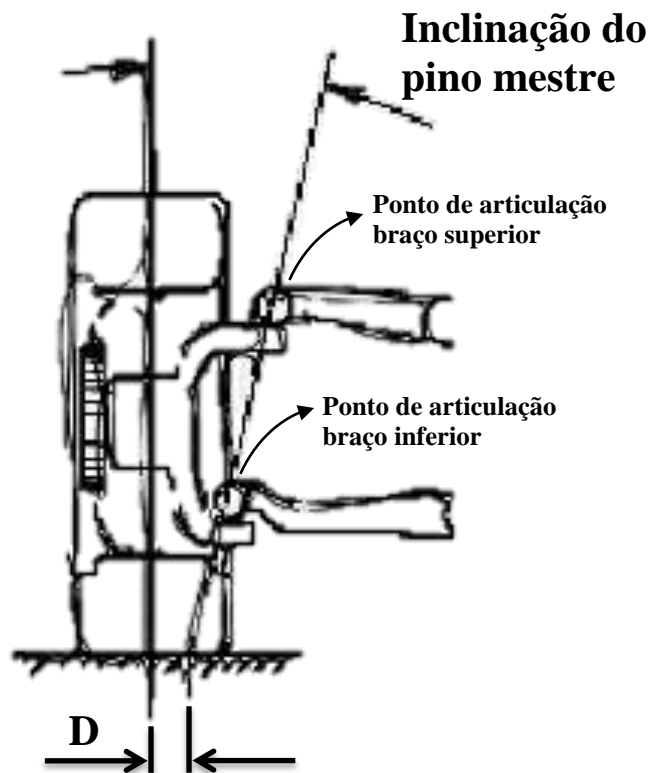


Figura 2.12 - Inclinação de pino mestre e *kingpin offset*

Ao analisar esses dois parâmetros em conjunto, vemos que eles afetam diretamente no torque de autoalinhamento das rodas. O autoalinhamento é uma característica fundamental em qualquer projeto, pois auxilia o motorista na percepção das irregularidades da pista. Esta percepção das irregularidades pelo motorista é conhecida como *feedback*.

2.3.3. Ângulo de camber

O ângulo de camber, segundo a norma DIN 70000, é o ângulo que a vertical forma com o plano central da roda. Vale a pena ressaltar que, apesar de estarem relacionadas, a inclinação do pino mestre e a cambagem são parâmetros diferentes. A Figura (2.13) ilustra com clareza o que é o ângulo de camber.

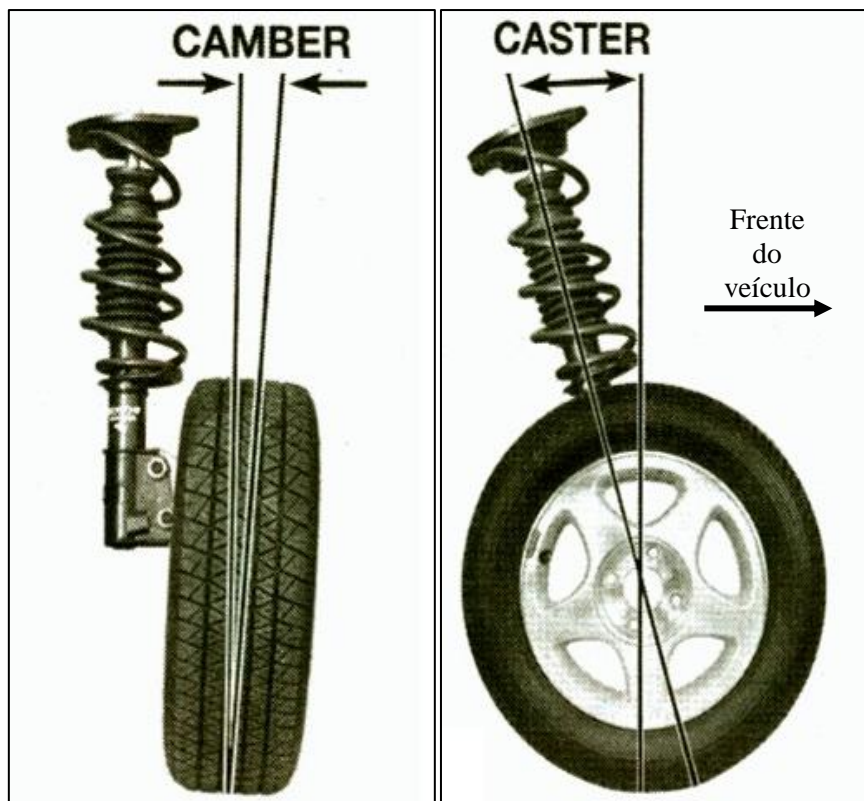


Figura 2.13 – Camber e caster (adaptado de: <http://www.dymacvehiclegroup.com/tire/the-caster-terms.html>)

A cambagem pode ser considerada um dos parâmetros mais importantes em relação ao desenvolvimento de forças laterais e longitudinais. Além das forças, a cambagem está diretamente ligada ao desgaste prematuro de pneus.

É definido que, para inclinações com a parte superior mais interna que a parte inferior, teremos cambagem negativa e, para inclinações que possuam a parte inferior mais interna, a inclinação é positiva. Cambagens positivas geram desgaste excessivo da parte externa do pneu, enquanto que cambagens negativas apresentam desgaste excessivo da parte interna do pneu.

2.3.4. Ângulo de caster

O ângulo de caster é definido como o ângulo entre o pino mestre e uma linha perpendicular ao solo na vista lateral. Da mesma forma que a inclinação do pino mestre, o ângulo de caster é

responsável pela variação da cambagem ao longo do esterçamento, pelo auto alinhamento do volante e também pelo *feedback* do piloto.

Como consequência do autoalinhamento, o ângulo de caster tem relação direta com o esforço necessário para esterçar o volante.

Ao realizar uma curva, quando a cambagem da roda interna aumenta e a cambagem da roda externa diminui em função do esterçamento, o ângulo de caster é positivo, como na Fig. (2.13).

2.3.5. Convergência

Convergência refere-se ao ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e as linhas do plano central das rodas. O termo convergência pode ser encontrado em outras bibliografias como ângulo de *toe*.

O valor da convergência é positivo quando os planos médios das rodas se encontram na frente do veículo, e por isso chamamos de geometria convergente ou *toe in*. No caso contrário, a geometria é chamada de divergente ou *toe out* e apresenta valores negativos. A Figura (2.14) ilustra os dois casos de convergência.



Figura 2.14 - Convergência, *toe in* e *toe out* (adaptado de: <http://www.dymacvehiclegroup.com/tire/the-caster-terms.html>)

2.3.6. Centro de rolagem

O centro de rolagem é um ponto no qual podemos relacionar as forças atuantes na massa suspensa (massa do chassi, carroceria e todos os sistemas internos) e na massa não suspensa (massa de tudo que se encontra entre o chassi e o solo) do veículo. Sempre que um carro contorna uma curva aparecem forças laterais devido à aceleração centrífuga. As forças que aparecem devido à aceleração lateral geram uma reação no pneu devido ao atrito entre a banda de rodagem e o solo. O centro de

rolagem de uma suspensão é um ponto onde podemos transferir essa força lateral juntamente com o devido momento, dependendo da distância entre o centro de rolagem e o solo, e com isso obter um sistema equivalente.

O centro de rolagem também é importante para evitar efeitos como o *Jacking*, que é a reação que ocorre no eixo longitudinal do carro, como ilustrado na Fig. (2.15). Quando o centro de rolagem é mais elevado, a força lateral sofrida no pneu gera um momento elevado fazendo com que a massa suspensa do veículo seja elevada. O contrário também acontece quando o centro de rolagem está muito baixo. O efeito *Jacking* está relacionado com a transferência de carga longitudinal do veículo.

A altura do centro de rolagem é um parâmetro crucial ao se projetar a suspensão, pois devemos ver como que será a distribuição dos esforços laterais, bem como o efeito *Jacking*.

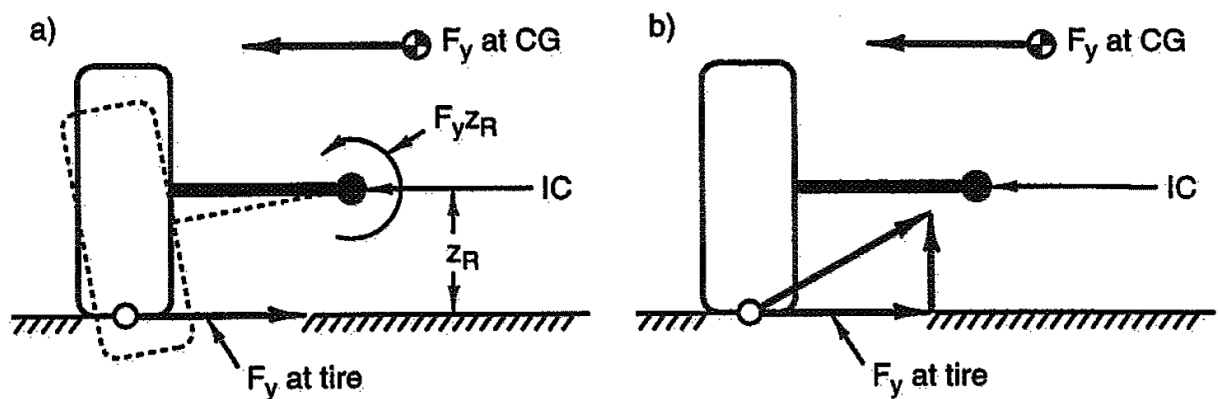


Figura 2.15 –Efeito *Jacking*

2.3.7. Esterçamento involuntário

Quando projetamos sistemas de suspensão que possuem esterçamento, como a grande maioria dos sistemas dianteiros, é interessante que seja analisada a existência, ou não, de qualquer tipo de esterçamento involuntário. Este tipo de estudo é conhecido como *Bump Steering* e está presente em praticamente todos os veículos, desde protótipos acadêmicos até carros de passeio comerciais.

O esterçamento involuntário, em função do trabalho de suspensão, ocorre por causa de uma geometria de direção mal projetada. Dependendo de onde seja posicionada a caixa de direção, pode ser que, quando a suspensão trabalhe, a barra de direção empurre ou puxe o *link* de direção. Esse deslocamento do link de direção gera um esterçamento não desejado no sistema que, dependendo da amplitude, pode se constituir num problema de estabilidade para o veículo ou simplesmente provocar a redução da vida útil dos pneus.

3.DESENVOLVIMENTO DO PROGRAMA

Neste capítulo será apresentado como se deu o desenvolvimento do programa, bem como suas potencialidades e limitações.

O primeiro passo tomado no desenvolvimento deste programa foi a determinação dos dados de saída desejados, pois, uma vez definidos, é possível estudar e estabelecer a sequência adotada para realizar os cálculos e quais os dados de entrada necessários. Os dados de saída desejados são:

- Gráfico mostrando o sistema na posição de repouso e nas posições de curso máximo de *Bump* (trabalho de suspensão para cima) e *Rebound* (trabalho de suspensão para baixo)
- O ângulo de camber na posição de repouso
- O ângulo de camber máximo e mínimo
- Gráfico do ângulo de camber pelo trabalho de suspensão (*Wheel travel*)
- Compressão do amortecedor na posição de repouso
- Gráfico da compressão do amortecedor pelo trabalho de suspensão
- Altura do centro de rolagem na posição de repouso
- Gráfico da altura do centro de rolagem pelo trabalho de suspensão
- Bitola na posição de repouso
- Gráfico da bitola pelo trabalho de suspensão
- Convergência involuntária máxima
- Divergência involuntária máxima
- Gráfico do esterçamento voluntário pelo trabalho de suspensão
- Inclinação do pino mestre na posição de repouso
- Gráfico da inclinação do pino mestre pelo trabalho de suspensão
- Ângulo de caster no repouso
- Gráfico do ângulo de caster pelo trabalho de suspensão

Após analisar algumas possíveis sequências de cálculo, optou-se por utilizar como dados de entrada os seguintes:

- Posição do ponto inferior do pino mestre na posição de repouso
- Posição do ponto superior do pino mestre na posição de repouso
- Posição do ponto de fixação na estrutura do braço superior
- Posição do ponto de fixação na estrutura do braço inferior
- Posição do ponto onde é fixado o braço de direção no link de direção
- Posição do ponto onde é articulado o braço de direção
- Distância entre o ponto inferior do pino mestre até o centro do pneu

- Altura da fixação da ponta de eixo na manga
- Posição do ponto de fixação do amortecedor na estrutura
- Posição de fixação do amortecedor no braço de suspensão
- Comprimento do amortecedor
- Dados dimensionais do pneu (Ex: 225 – 70 R14)
- Distância entre os sistemas de suspensão esquerdo e direito
- Curso máximo de *Bump* (trabalho de suspensão para cima)
- Curso máximo de *Rebound* (trabalho de suspensão para baixo)

3.1. SISTEMA DE COORDENADAS E LIMITAÇÕES

Antes de explicar as equações e a metodologia de cálculo utilizada, é necessário definir o sistema de coordenadas que será utilizado, bem como apresentar as considerações iniciais.

Para exemplificar o sistema de coordenadas e as considerações feitas serão utilizados alguns desenhos do protótipo Perereca - Fig. (3.1), desenvolvido pela equipe Piratas do Cerrado de Baja SAE da UnB.



Figura 3.1 - Protótipo Perereca

Observando-se a suspensão dianteira deste carro pela vista esquerda, vemos o sistema mostrado na Fig. (3.2), na qual o ângulo Θ representa o ângulo de ataque da suspensão, que é o ângulo que o eixo de rotação dos braços de suspensão forma com o plano do chão.

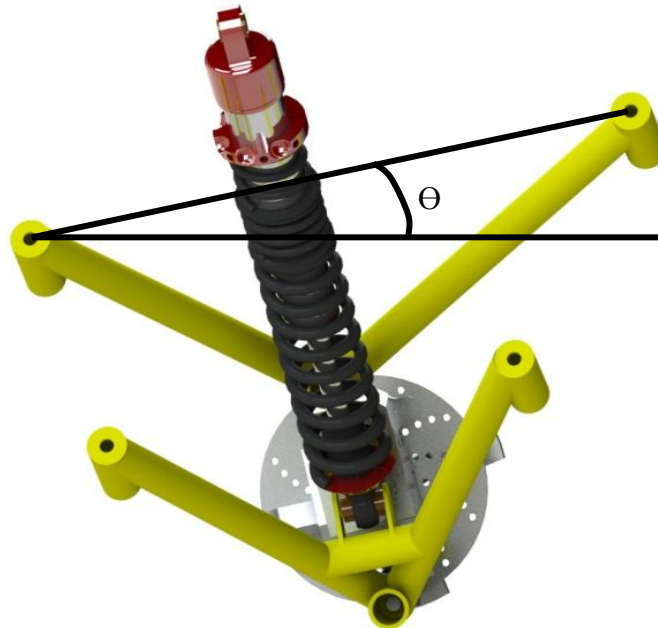


Figura 3.2 - Vista esquerda da suspensão dianteira

É importante frisar que ângulo de ataque é diferente de ângulo de caster, visto que o ângulo de caster tem relação somente com o pino mestre e é calculado no programa desenvolvido neste trabalho. O programa não permite simular sistemas que possuam ângulo de ataque, o principal motivo desta restrição se encontra no equacionamento que é consideravelmente modificado e, salvas as exceções de alguns veículos de competição muito específicos, a maior parte dos carros apresentam ângulos de ataque muito pequenos.

Outra restrição do programa é que só podem ser simuladas suspensões que possuam os eixos de rotação dos braços superior e inferior coplanares. Respeitando as duas restrições, é possível calcular qualquer tipo de suspensão Duplo A.

A vista utilizada no programa é a vista frontal ao sistema de suspensão, ou seja, perpendicular aos eixos de rotação dos braços. A inserção de dados será feita considerando apenas o lado direito e assumindo que o sistema é simétrico em relação ao plano longitudinal central do veículo.

O sistema de coordenadas utilizado é:

Eixo X → Eixo horizontal que cresce da esquerda para a direita

Eixo Y → Eixo vertical que cresce de baixo para cima

Eixo Z → Eixo longitudinal que cresce da traseira para a dianteira do carro

Origem → Ponto de fixação do braço inferior na estrutura

O sistema de coordenadas escolhido pode ser melhor compreendido na Fig. (3.3) a seguir.

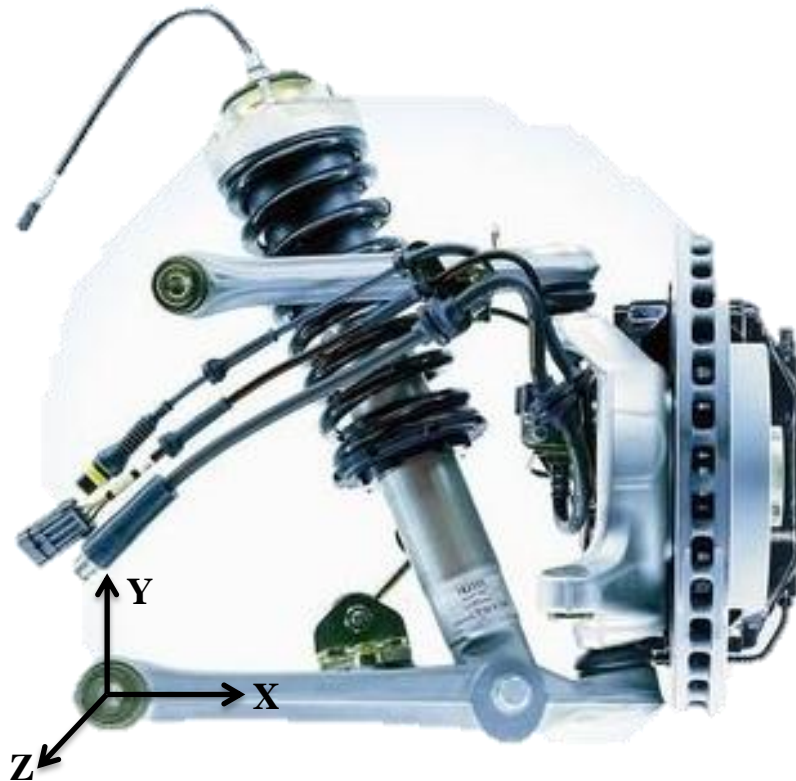


Figura 3.3 - Sistema de coordenadas adotado no programa

Apesar do programa não possibilitar simulações de sistemas com ângulo de ataque, é possível simular a suspensão dianteira do protótipo Perereca fazendo as seguintes adaptações:

- Rotacionar todo o sistema de forma a eliminar o ângulo de ataque
- Rotacionar todo o sistema de forma a tornar a vista perpendicular aos eixos de rotação

As adaptações necessárias podem ser melhor compreendidas observando-se a sequência de fotos a seguir - Fig. (3.4) a Fig. (3.6):

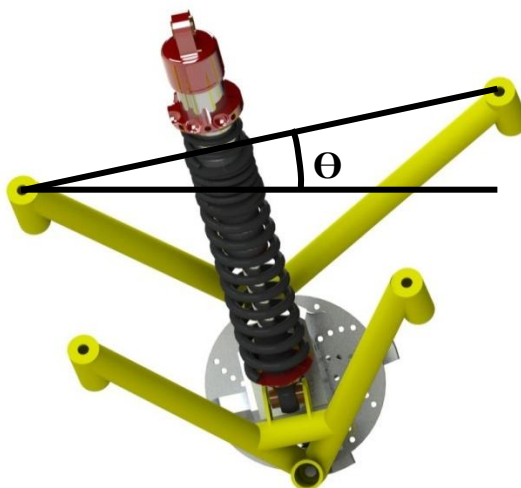


Figura 3.4 - Vista lateral



Figura 3.5 - Vista lateral sem ângulo de ataque



Figura 3.6 - Vista normal aos eixos de rotação dos braços

3.2. MODELO DA SUSPENSÃO DUPLO A

Ainda utilizando o sistema do veículo desenvolvido pela equipe Piratas do Cerrado, será mostrado agora como serão interpretados os dados inseridos no programa.

O primeiro passo é traçar os eixos de rotação dos braços e marcar os pontos de fixação dos braços na manga de eixo. Com os pontos marcados, traçaremos uma linha perpendicular ao eixo de rotação ligando o eixo de rotação com a fixação na manga, como pode ser visto na Fig. (3.7). Além disso, é importante traçar também o pino mestre que será a linha que liga a fixação dos braços inferior e superior na manga.



Figura 3.7 - Linhas principais do sistema de suspensão

Com este desenho finalizado e colocado na vista frontal do sistema de suspensão, obtém-se o resultado mostrado na Fig. (3.8).

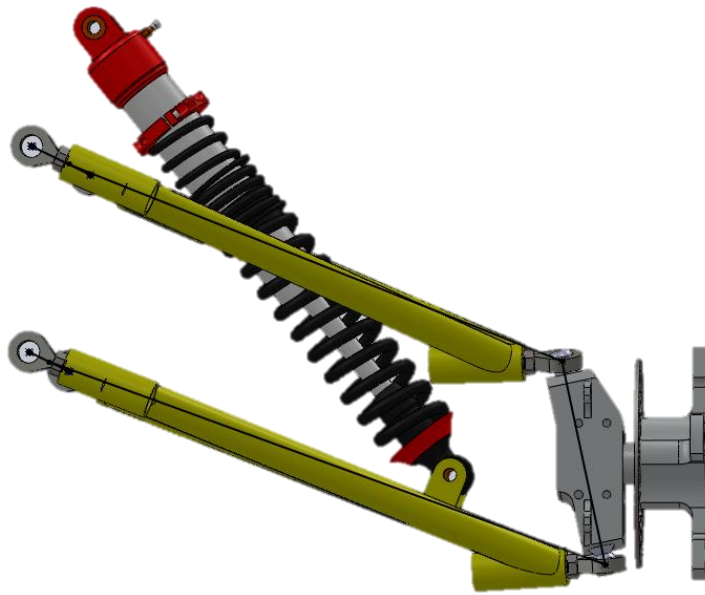


Figura 3.8 - Vista frontal das linhas principais do sistema de suspensão

Como o programa é inteiramente numérico, o desenho acima será omitido sendo mantido apenas os pontos e linhas que representam o pino mestre e os braços de suspensão superior e inferior, como apresentado na Fig. (3.9).

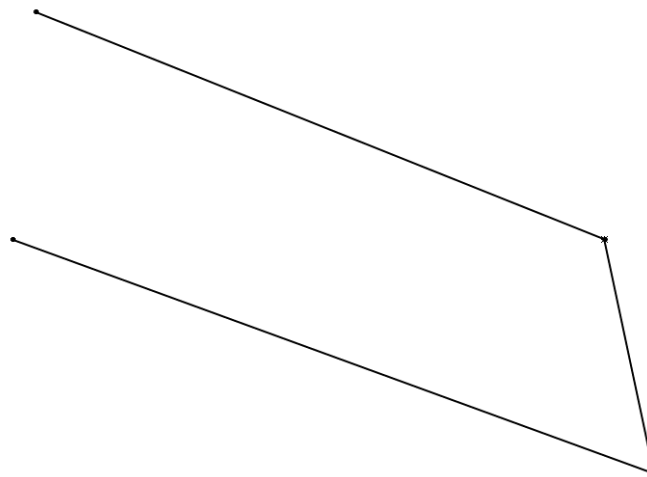


Figura 3.9 - Sistema de suspensão da forma que o programa processa

3.3. DEDUÇÃO DAS EQUAÇÕES

Uma vez que o sistema foi apresentado, basta agora colocar os pontos de fixação da direção, tanto na manga, quanto na articulação da caixa de direção e a altura de fixação da ponta de eixo na manga.

A seguir, serão apresentadas e discutidas as equações utilizadas no programa.

3.3.1. Cálculo das posições dos pontos com os braços em movimento

O programa desenvolvido tem como dado de entrada apenas as posições do sistema na posição de repouso, mas a proposta inicial do programa é calcular todos os parâmetros citados em todas as posições do trabalho de suspensão. Com isso, o primeiro desafio é calcular a posição de todos os pontos ao longo do movimento de subida e descida.

Existem alguns pontos cujas coordenadas não variam, independente do trabalho de suspensão, que são as fixações nas estruturas do braço de suspensão e o ponto onde é articulado o braço de direção. Todos os outros variam de acordo com o trabalho de suspensão.

Os pontos que precisam ter as coordenadas calculadas quando a suspensão está em movimento são o superior do pino mestre, inferior do pino mestre, a fixação da ponta de eixo na manga, centro do pneu e posição de fixação o braço de direção no link de direção.

3.3.1.1. Cálculo da posição do pino mestre

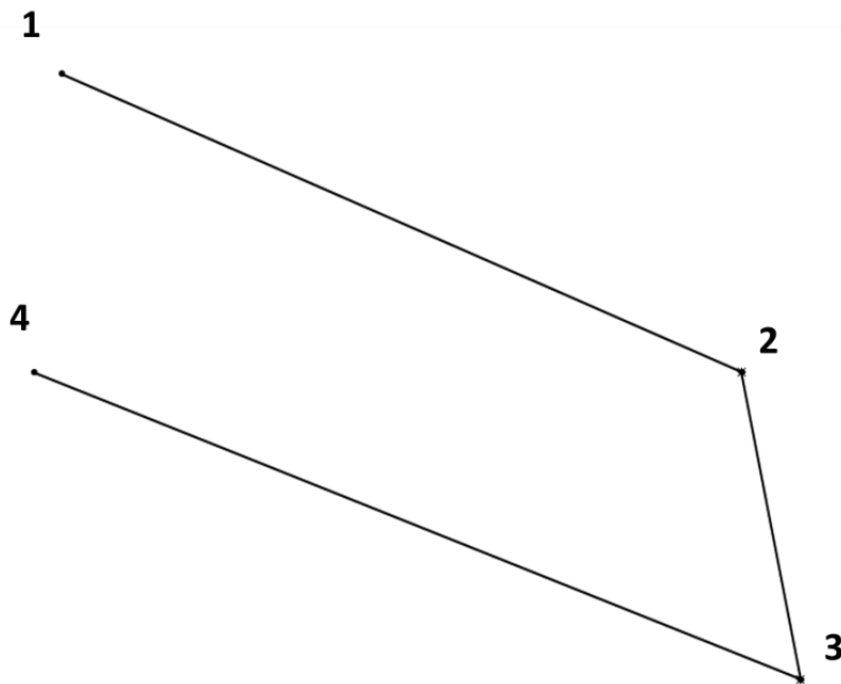


Figura 3.10 - Sistema de suspensão com identificação dos pontos

Como podemos definir a posição da ponta de eixo e do *link* de direção em função da posição do pino mestre, é de suma importância que primeiramente sejam calculadas as posições dos pontos do pino mestre.

Como o pino mestre consiste da posição da junção dos braços de suspensão com a manga, basta calcular as coordenadas destes pontos. É importante lembrar que como o programa só calcula

sistemas que possuem eixos de rotação coplanares, no sistema de coordenadas utilizado, as coordenadas Z dos pontos do pino-mestre sempre serão constantes. Com uma coordenada de cada ponto constante os únicos desafios serão calcular os valores das coordenadas X e Y dos pontos.

Como existem quatro variáveis neste problema, X e Y de cada ponto do pino mestre, são necessárias pelo menos quatro condições de contorno que são:

1. O comprimento do braço superior é constante;
2. O comprimento do braço inferior é constante;
3. O comprimento do pino mestre é constante;
4. A coordenada Y do pino mestre inferior é fornecida.

É uma boa aproximação considerar o curso vertical da roda igual ao deslocamento no eixo Y do ponto inferior do pino mestre. A quarta condição de contorno é uma forma de controlar o tamanho do curso de suspensão que deve ser simulado utilizando os valores de *bump*, *rebound* e coordenada do ponto na posição de repouso.

Ao utilizar a numeração para os pontos da suspensão mostrados na Fig. (3.10), poderemos expressar as condições de contorno matematicamente da seguinte forma:

$$Comp_sup = \sqrt{((X1 - X4)^2 + (Y1 - Y4)^2)} \quad (3.1)$$

$$Comp_inf = \sqrt{((X4 - X3)^2 + (Y4 - Y3)^2)} \quad (3.2)$$

$$Comp_pino_m = \sqrt{((X3 - X2)^2 + (Y3 - Y2)^2 + (Z3 - Z2)^2)} \quad (3.3)$$

A metodologia aplicada para calcular a posição dos pontos do pino mestre foi a seguinte:

1. A partir dos dados de entrada, calcular o comprimento do braço superior, comprimento do braço inferior, comprimento do pino mestre utilizando a equação da distância entre dois pontos.
2. Utilizando as condições de contorno 2 e 4, calcular o valor de X3.
3. Resolver o sistema composto pelas condições de contorno 1 e 3.
4. Dentro dos resultados reais, selecionar o resultado que apresente maior valor de Y2.

O passo 4 da metodologia utilizada para calcular a posição do pino mestre se deve ao problema possuir sempre duas raízes reais, uma que representa o ponto 2 e outra que representa meramente uma solução numérica do problema. Ao analisar a Fig. (3.11) que representa as possíveis soluções para estas equações, é fácil ver que o resultado que representa o ponto superior do pino mestre é o que possui o maior valor de Y2.

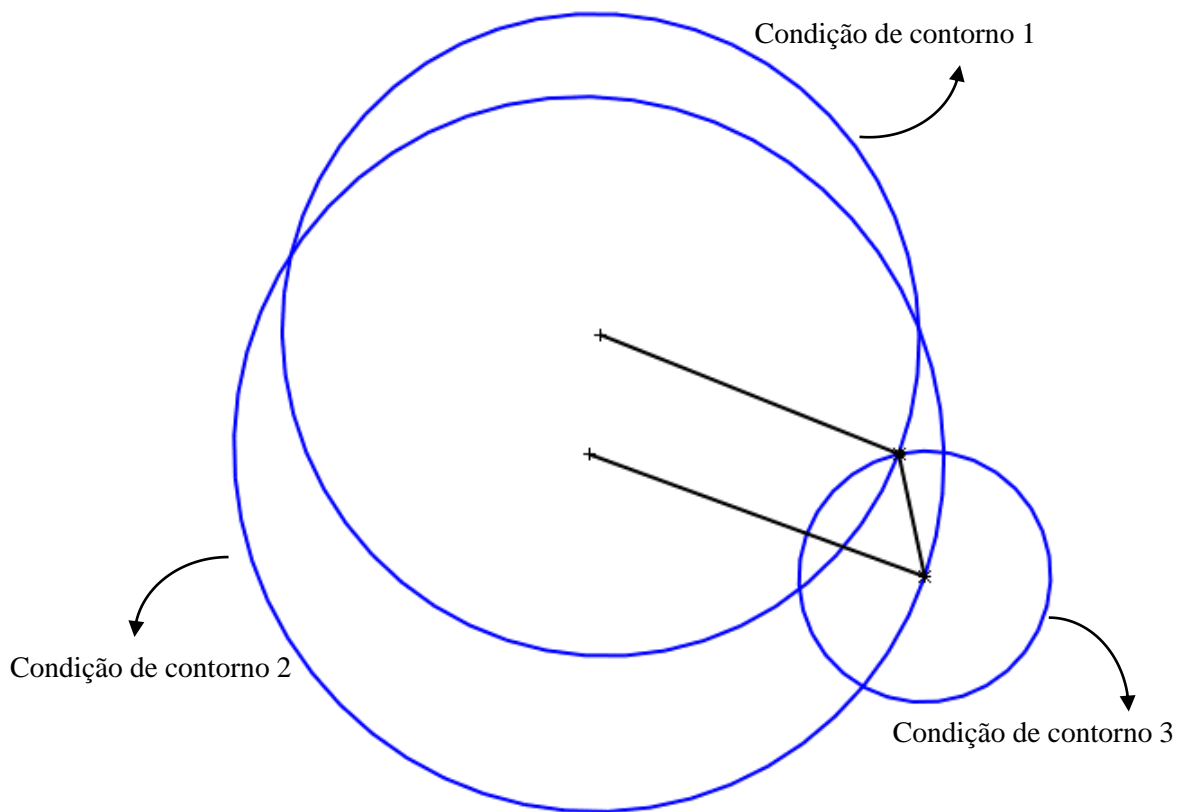


Figura 3.11 - Representação gráfica das condições de contorno

Ao utilizar esta metodologia e variar o valor de Y3 da sua posição mais baixa até sua posição mais alta, é possível determinar todas as posições destes pontos ao longo de todo o curso do trabalho do sistema de suspensão.

3.3.1.2. Cálculo da posição da fixação do braço de direção no link de direção

Ao calcular a posição do link de direção, nos deparamos com um problema que possui três variáveis, coordenadas X, Y e Z do ponto, e por isso são necessárias pelo menos três condições de contorno que são:

1. A distância entre o ponto superior do pino mestre e o *link* de direção é constante
2. A distância entre o ponto inferior do pino mestre e o *link* de direção é constante
3. A distância entre a fixação articulada da caixa de direção e o *link* de direção é constante

Como já temos as coordenadas da posição do pino mestre calculadas no programa, serão utilizados estes dados fazendo com que as únicas variáveis sejam realmente apenas as coordenadas do link de direção.

A metodologia utilizada para calcular a posição do *link* de direção foi:

1. Calcular a distância entre os pontos do pino mestre e o *link* de direção na posição de repouso
2. Calcular o comprimento do braço de direção na posição de repouso (distância entre o link e a fixação articulada da caixa de direção)
3. Resolver o sistema composto pelas equações que representam as condições de contorno 1, 2 e 3.
4. Selecionar o resultado real correto

Ao resolver este sistema e analisar as soluções é possível ver que, quando colocamos um valor negativo para a coordenada Z do *link* na posição de repouso, o resultado que devemos selecionar é o que possuir o menor valor de Z. O contrário também é válido.

3.3.1.3. Cálculo da posição da ponta de eixo

A ponta de eixo no programa é importante, pois será a partir dela que serão medidos o ângulo de convergência e o ângulo de camber. Neste programa, a ponta de eixo será calculada utilizando a altura da fixação da ponta de eixo na manga e a posição do centro do pneu.

Para determinar a posição da fixação da ponta de eixo na manga, primeiramente é calculada a razão entre o comprimento total do pino mestre e a distância entre o ponto inferior do pino mestre e a fixação da ponta de eixo na manga. Esta razão é facilmente calculada utilizando a altura da fixação da ponta de eixo na manga (D_{hp}) que é um dado de entrada que representa a distância vertical entre o ponto inferior do pino mestre e a fixação da ponta de eixo na manga na posição de repouso. Como a fixação da ponta de eixo na manga será sempre um ponto que se encontra no pino mestre a uma distância fixa do ponto inferior do pino mestre, a determinação deste ponto quando a suspensão está deslocada da posição de repouso é feita da mesma forma e facilmente calculada.

O outro ponto que define a ponta de eixo é o centro do pneu. Utilizando a distância entre o ponto inferior do pino mestre e o centro do pneu, que são dados de entrada, é fácil calcular a posição do centro do pneu no repouso. Por outro lado, quando precisamos calcular a posição do centro do pneu quando o braço está em movimento, não é possível simplesmente usar os valores das distâncias vertical e horizontal fornecidas na entrada por causa das inclinações que o pino mestre vai sofrer. A forma encontrada para calcular a posição do centro do pneu é a mesma utilizada para determinar a posição do link de direção, utilizar condições de contorno. Neste caso, as condições de contorno são:

- A distância entre o ponto superior do pino mestre e o centro do pneu é constante
- A distância entre o ponto inferior do pino mestre e o centro do pneu é constante
- A distância entre o link de direção e o centro do pneu é constante

Utilizando essas três condições de contorno, é possível determinar as coordenadas X, Y e Z do centro do pneu utilizando a seguinte metodologia:

1. Calcular a distância entre os pontos que determinam o pino mestre e o centro do pneu na posição de repouso
2. Calcular a distância entre o link de direção e o centro do pneu
3. Resolver o sistema de equações que representa as condições de contorno
4. Selecionar dentro dos resultados reais o resultado que apresenta o maior valor de X

Feito isso, o sistema inteiro está definido em todas as posições do trabalho de suspensão e finalmente é possível calcular os parâmetros propostos.

3.3.1.4. Cálculo do ângulo de caster e inclinação do pino mestre

O primeiro parâmetro a ser calculado no programa é o ângulo de caster. Este parâmetro é muito simples de ser calculado, pois depende apenas das coordenadas dos dois pontos que definem o pino mestre.

A forma utilizada para calcular o ângulo de caster, bem como todos os outros ângulos que serão calculados, vem da definição de produto escalar entre dois vetores. Para cada parâmetro serão utilizados vetores apropriados como será mostrado a seguir:

O ângulo de caster é o ângulo que o pino mestre faz com uma linha vertical quando visto da vista lateral, enquanto a inclinação do pino mestre é o mesmo ângulo, porém visto na vista frontal. O vetor que representa o pino mestre é obtido a partir da diferença entre o ponto superior e o ponto inferior do pino mestre. Se utilizarmos o índice *mi* para o ponto inferior do pino mestre e *ms* para o ponto superior do pino mestre, podemos definir o vetor pino mestre como:

$$PINO_M = (X_{ms} - X_{mi}, Y_{ms} - Y_{mi}, Z_{ms} - Z_{mi}) \quad (3.4)$$

O vetor que vai representar a linha vertical será o vetor

$$VERTICAL = (0, Y_{ms} - Y_{mi}, 0) \quad (3.5)$$

Para calcular o ângulo de caster devemos considerar a vista lateral e, portanto, devemos considerar o vetor que representa o pino mestre como:

$$PINO_M_caster = (0, Y_{ms} - Y_{mi}, Z_{ms} - Z_{mi}) \quad (3.6)$$

Da mesma forma, devemos utilizar o vetor do pino mestre na vista frontal para calcular a inclinação do pino mestre e, portanto, será representado como:

$$PINO_M_inclinação = (X_{ms} - X_{mi}, Y_{ms} - Y_{mi}, 0) \quad (3.7)$$

Com os vetores determinados basta utilizar a definição de produto escalar entre dois vetores para encontrar o ângulo entre eles.

$$A \cdot B = \|A\| \|B\| \cos \theta \quad (3.8)$$

Para resolver o problema devemos isolar o ângulo de forma que a equação fica:

$$\theta = \cos^{-1} \frac{A \cdot B}{\|A\| \|B\|} \quad (3.9)$$

Em ambos os casos, cálculo do ângulo de caster e inclinação do pino mestre, o vetor B será o vetor vertical e o vetor A será o vetor que representa o pino mestre adequado a cada situação.

3.3.1.5. Cálculo do ângulo de camber e de convergência (toe)

Diferentemente dos ângulos de inclinação do pino mestre e de caster, que dependem da posição do pino mestre, os ângulos de camber e de convergência dependem da posição da roda. Como a ponta de eixo representa um vetor perpendicular à roda, a forma mais fácil de calcular estes parâmetros é utilizando este vetor.

O ângulo de camber é o ângulo que o plano médio do pneu faz com o plano Y-Z. Como utilizaremos a ponta de eixo para calcular este ângulo, o ângulo de camber será definido como o ângulo entre o vetor que representa a ponta de eixo visto frontalmente e um vetor horizontal.

O vetor que representa a ponta de eixo é calculado fazendo a diferença entre o ponto do centro do pneu e o ponto de fixação da ponta de eixo na manga. Utilizando o índice *cp* para o ponto que representa o centro do pneu e *pem* para representar o ponto de fixação da ponta de eixo na manga, descrevemos o vetor da ponta de eixo da seguinte forma:

$$PONTA_EIXO = (X_{cp} - X_{pem}, Y_{cp} - Y_{pem}, Z_{cp} - Z_{pem}) \quad (3.10)$$

Quando olhamos a ponta de eixo na vista frontal, a componente Z do vetor não aparece e, portanto, o vetor que representa a ponta de eixo no cálculo do ângulo de camber será:

$$PONTA_EIXO_camber = (X_{cp} - X_{pem}, Y_{cp} - Y_{pem}, (0)) \quad (3.11)$$

O segundo vetor utilizado para o cálculo do ângulo de camber é o vetor horizontal que será expresso por:

$$HORIZONTAL = (X_{cp} - X_{pem}, (0), (0)) \quad (3.12)$$

Utilizando a equação (3.9), podemos calcular o ângulo de camber sendo que o vetor B da fórmula será o vetor *HORIZONTAL* e o vetor A será o vetor *PONTA_EIXO_camber*.

O cálculo do ângulo de convergência é feito da mesma forma que o ângulo de camber, a única diferença é que para calcular o ângulo de *toe*, utilizamos a vista superior e por este motivo precisamos alterar a forma com que escreveremos o vetor ponta de eixo. Observando-se o sistema por cima, a coordenada Y não é notada e por isso o vetor ponta de eixo deve ser expresso como mostrado a seguir.

$$PONTA_EIXO_Toe = (X_{cp} - X_{pem}, (0), Z_{cp} - Z_{pem}) \quad (3.13)$$

Feita esta alteração, o restante dos procedimentos é igual inclusive quanto à equação utilizada, na qual o vetor B continua sendo o vetor horizontal e o vetor A o vetor *PONTA_EIXO_To*.

3.3.1.6. Cálculo da altura do centro de rolagem

Antes de definir o centro de rolagem, é necessário definir o que é o centro instantâneo. O Centro Instantâneo (CI) de uma suspensão Duplo A é o ponto em comum entre os prolongamentos dos braços de suspensão superior e inferior. A Figura (3.12) mostra com clareza o CI.

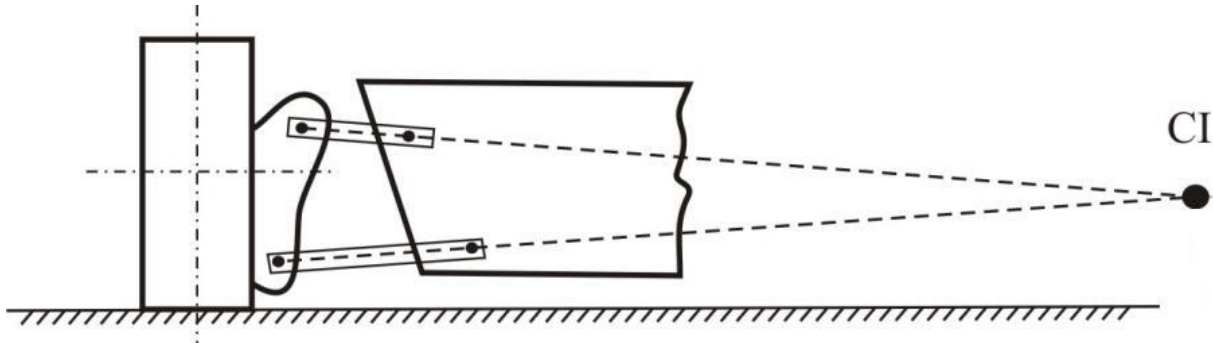


Figura 3.12 - Centro Instantâneo

O centro de rolagem de suspensões do tipo Duplo A é definido como o ponto em comum entre as linhas que vão do ponto de contato do pneu com o solo e o centro instantâneo das suspensões esquerda e direita como pode ser visto na Fig. (3.13).

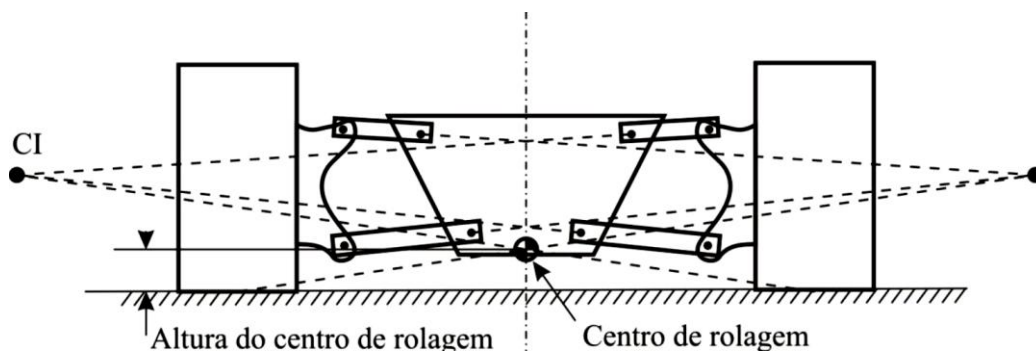


Figura 3.13 - Centro de rolagem

Observando-se o sistema de suspensão frontalmente, vemos que os braços de suspensão são retas no plano X-Y. Como sabemos, a equação de uma reta em um plano é um polinômio de grau um e, portanto, pode ser expresso como:

$$Y = a * X + b \quad (3.14)$$

Para determinar os valores dos coeficientes a e b para cada braço de suspensão são necessários dois pontos que serão o ponto de fixação do braço na estrutura e na manga de eixo. Utilizando o índice e para representar o ponto de fixação do braço na estrutura e o índice m para representar o ponto de fixação do braço na manga de eixo o sistema utilizado para calcular os coeficiente a e b será:

$$Y_m = a * X_m + b \quad (3.15)$$

$$Y_{es} = a * X_{es} + b \quad (3.16)$$

Depois que os coeficientes a e b de cada braço forem calculados, basta calcular o ponto de intersecção entre eles. Utilizando os índices s para representar o braço superior, i para representar o braço inferior e co para representar o ponto em comum entre o prolongamento dos braços, o sistema será definido da seguinte forma:

$$Y_{co} = a_s * X_{co} + b_s \quad (3.17)$$

$$Y_{co} = a_i * X_{co} + b_i \quad (3.18)$$

Uma vez que o ponto em comum entre os prolongamentos dos braços foi definido, o próximo passo é determinar a equação da reta que passa pelo ponto de contato entre o pneu e o solo e o ponto em comum entre o prolongamento dos braços de suspensão. Antes de calcular os coeficientes desta reta é necessário descobrir o ponto de contato entre o pneu e o solo.

Como já sabemos onde vai estar o centro do pneu, basta utilizar os dados do pneu que foram inseridos e o ângulo de caster, que neste ponto já foi calculado, para obter o ponto de contato do pneu com o solo. Matematicamente, o ponto de contato do pneu com o solo pode ser obtido utilizando as equações mostradas a seguir:

$$X_{ps} = X_{cp} - \frac{dp * \sin(\text{camber})}{2} \quad (3.19)$$

$$Y_{ps} = Y_{cp} - \frac{dp * \cos(\text{camber})}{2} \quad (3.20)$$

Onde o índice ps representa o ponto de contato do pneu com o solo, o índice cp representa o centro do pneu, dp é o diâmetro do pneu e camber é o ângulo de camber. É importante ressaltar que o ângulo de camber é positivo quando a parte superior do pneu está mais externa do que a parte inferior do pneu e é por isso que na equação de X_{ps} aparece o sinal de negativo.

Com os dois pontos já definidos basta resolver as equações (3.21) e (3.22) para obter os coeficientes da equação da reta que passa pelo centro instantâneo e pelo ponto de contato entre o pneu e o solo.

$$Y_{co} = a_{cr} * X_{co} + b_{cr} \quad (3.21)$$

$$Y_{ps} = a_{cr} * X_{ps} + b_{cr} \quad (3.22)$$

A restrição mencionada anteriormente que dizia que o programa é feito para calcular apenas sistemas de suspensão simétricos se deve ao fato de que, para obter o centro de rolagem, o programa utiliza a equação da reta com os coeficientes de índice cr aplicada no ponto central do veículo.

Apesar de restringir que o sistema seja simétrico, o programa calcula a altura do centro de rolagem em todos os pontos do trabalho de suspensão, porém lembrando que é calculado na hipótese em que o lado direito e esquerdo do carro tiveram a mesma quantidade de deslocamento vertical.

3.3.1.7. Cálculo da compressão do amortecedor

O cálculo da compressão do amortecedor é um fator importante para saber quanto de curso útil de suspensão é possível ter sem que este componente seja danificado. O cálculo da compressão do amortecedor é um parâmetro bastante simples de ser obtido, uma vez que se resume a calcular a distância entre dois pontos, um que é fixo na estrutura e outro que se encontra no braço de suspensão inferior, e subtrair do comprimento total do amortecedor, dado fornecido pelo usuário.

Na entrada dos dados, é necessário informar qual a razão entre o comprimento total do braço inferior e a distância entre a fixação do braço inferior na estrutura e o ponto de fixação do amortecedor no braço.

3.4. ALGORITMO

Nesta seção apresenta-se o algoritmo geral do programa desenvolvido, considerando o equacionamento apresentado no item 3.3. Como já foi comentado anteriormente, o programa necessita que sejam inseridos alguns dados iniciais da geometria que se deseja simular. Estes dados serão utilizados para calcular algumas variáveis que não são inseridas pelo usuário e que são necessárias para calcular os parâmetros da suspensão como:

- Comprimento do braço de direção;
- Comprimento do braço de suspensão inferior;
- Comprimento do braço de suspensão inferior;
- Posição da fixação da ponta de eixo na manga;
- Comprimento da ponta de eixo;
- Distância do ponto superior do pino mestre até o link de direção;
- Distância do ponto inferior do pino mestre até o link de direção.

Com estas variáveis previamente definidas pelo usuário, é possível calcular todas as posições dos pontos da suspensão. Ao calcular as posições dos pontos, o programa reconhece alguns possíveis erros que podem ocorrer por conta de sistemas impossíveis. Caso algum erro deste tipo ocorra, o programa para de processar os cálculos e identifica onde possivelmente se encontra o erro para que seja corrigido em uma próxima simulação.

Caso não seja identificado nenhum tipo de erro e com as posições determinadas é fácil calcular os valores de todos os parâmetros e em seguida armazená-los. O programa continuará com

esta rotina de calcular as posições dos pontos e valores dos parâmetros, verificar se houve erros e em casos negativos armazenar os resultados até que sejam calculados desde sua posição mais inferior até a posição mais superior. Ao alcançar a posição de batente superior do trabalho do sistema, o programa utiliza todos os dados armazenados para plotar os gráficos e exibir os resultados na tela. A Figura (3.14) ilustra o algoritmo do programa desenvolvido neste trabalho.

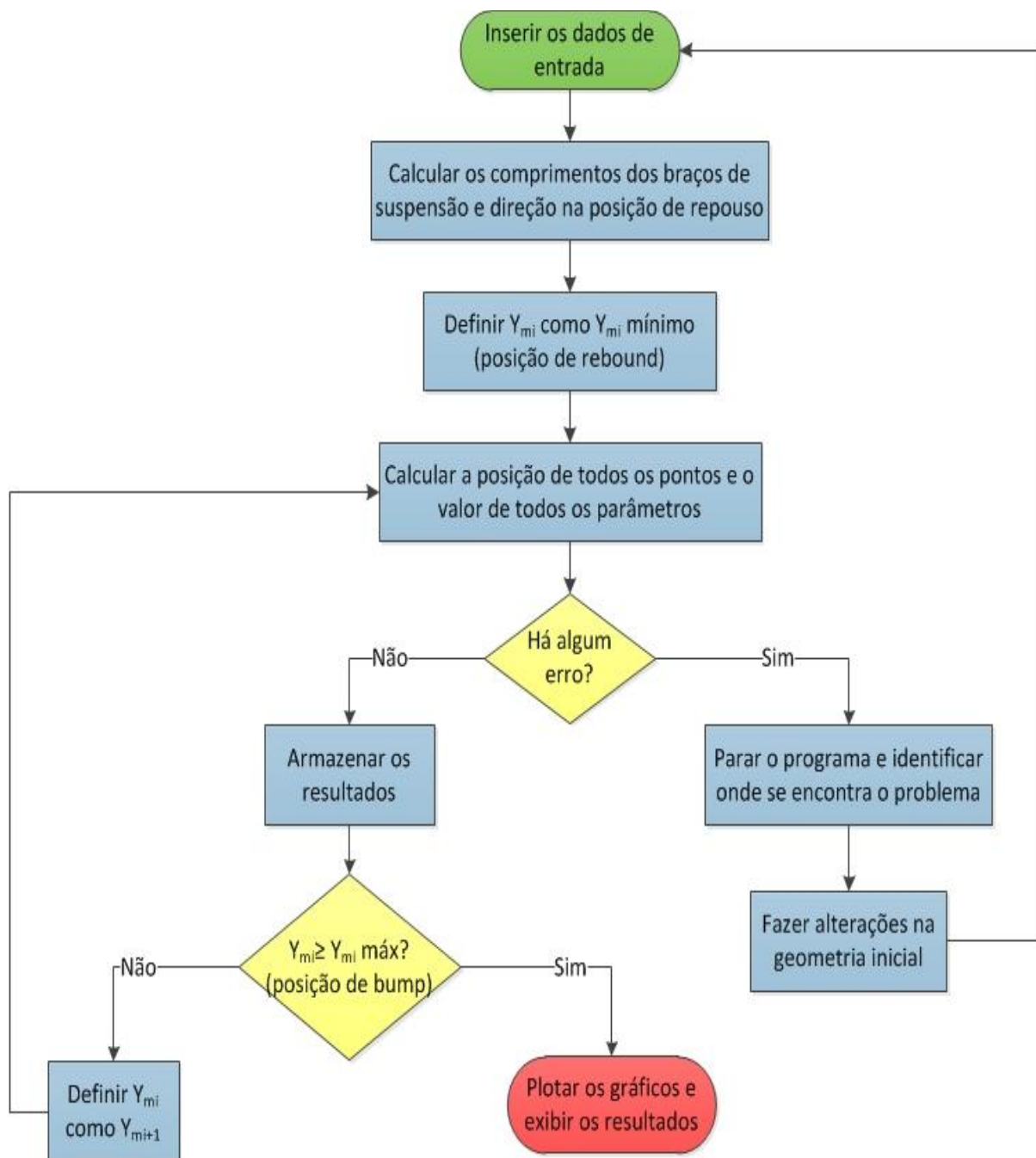


Figura 3.14 - Algoritmo do programa

4. VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO

Com os cálculos e algoritmos completamente desenvolvidos, para que o programa possa ser utilizado com um mínimo de confiabilidade, é necessário submetê-lo ao menos a alguns testes de verificação e, se possível, de validação. Segundo Schwer (2007), processos de validação sempre devem ser precedidos de processos de verificação, podendo estes ser de verificação conceitual do modelo, do equacionamento matemático ou do algoritmo utilizado.

O programa desenvolvido passou por alguns procedimentos de verificação que serão mostrados neste capítulo. Os testes realizados consistiam da verificação em todos os quesitos, algoritmo, equacionamento e de modelo. Esses testes foram realizados em duas etapas, a primeira consistiu em realizar a simulação de um sistema simples, que possui resultados conhecidos para que possam ser comparados com os dados de saída do programa. O segundo e último passo do processo de verificação se baseia na comparação com um software comercial. Neste passo, será simulada uma geometria no programa desenvolvido e no ADAMS, e seus resultados serão comparados e analisados. O primeiro passo serve para verificar equacionamento e algoritmo, uma vez que todos os resultados são conhecidos. A segunda etapa tem por finalidade utilizar um programa comercial que possui aceitação no mercado para verificar o modelo, uma vez que será simulado um sistema complexo sem soluções conhecidas.

Banks (2004) afirma que um dos objetivos da validação é produzir um modelo que represente o mais próximo possível o comportamento do sistema real a fim de substituí-lo em experimentos. A validação é usualmente alcançada pela calibração do modelo matemático com o comportamento do sistema real utilizando a discrepância entre os dois para melhorar o modelo. Como este trabalho não tem o objetivo de desenvolver um modelo real para instrumentá-lo e melhorar o modelo matemático, não será desenvolvido nenhum tipo de processo de validação do programa, apesar de ser uma excelente sugestão para a continuação do trabalho.

4.1. SIMULAÇÃO DO SISTEMA COM RESULTADOS CONHECIDOS

O modelo que será utilizado no primeiro passo da verificação consiste em um sistema de suspensão que possui os braços de suspensão inferior e superior e o braço de direção paralelos e de mesmo comprimento, fixados a mesma distância do plano longitudinal do veículo. Um esquema desse modelo é mostrado na Fig. (4.1) onde é possível observar que é um sistema sem qualquer tipo de sofisticação.

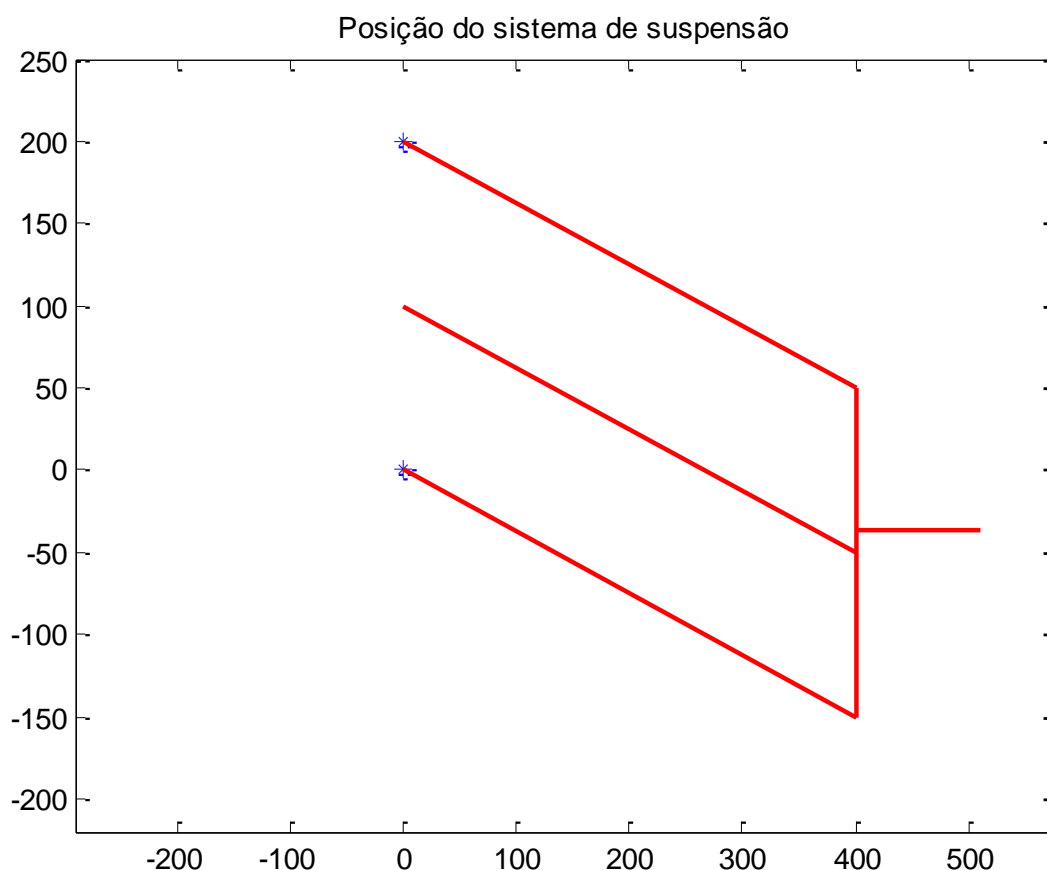


Figura 4.1 – Sistema com resultado conhecidos

Neste sistema, a inclinação do pino mestre, bem como os ângulos de camber e caster devem se manter constantes ao longo de todo curso do trabalho de suspensão. Isto se deve ao fato de os braços de suspensão apresentarem mesmo comprimento e serem fixados na estrutura a mesma distancia do plano longitudinal. Estas características fazem com que a manga de eixo apresente unicamente deslocamentos translacionais em X e Y. O ângulo de *toe* também deve ser constante ao longo do curso do trabalho de suspensão, pois o braço de direção apresenta as mesmas características dos braços de suspensão fazendo com se desloque juntamente com o sistema de suspensão sem que haja esterçamento da manga de eixo.

Como o sistema não possui variação de nenhum dos ângulos, a variação da bitola dever-se-á apenas ao deslocamento no eixo X da manga de eixo. A manga de eixo se desloca unicamente por conta dos deslocamentos dos braços de suspensão. Como mostrado na seção 3.3.1.1, os braços de suspensão descrevem trajetórias circulares, logo o deslocamento da manga no eixo X e, por consequência, a variação da bitola deverão ser senoidais.

A altura do centro de rolagem será calculada considerando unicamente a inclinação de um dos braços de suspensão uma vez que os dois braços são simétricos. Por conta disso a altura do centro de rolagem será determinada por uma reta paralela ao braço de suspensão e o plano longitudinal do carro. Como pode ser visto na Fig. (4.2), a reta que define a altura do centro de rolagem neste sistema possui um ponto em torno do qual rotaciona para manter a reta paralela ao braço de suspensão. Sabendo que a variação de bitola é pequena para este modelo, a altura do centro de rolagem dependerá apenas do *wheel travel* (trabalho de suspensão), por isso pode-se dizer que a altura do centro de rolagem deverá ser decrescente e aproximadamente linear.

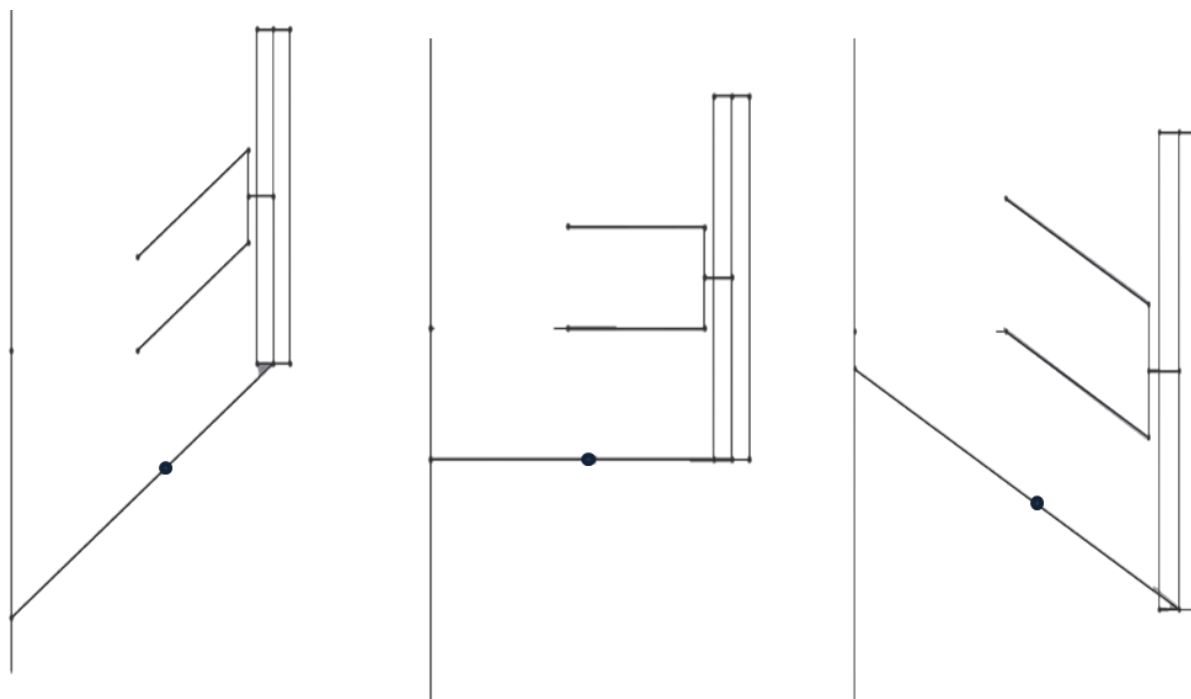


Figura 4.2 – Ponto de rotação da reta do centro de rolagem

O sistema proposto não possui nenhuma restrição quanto à posição da fixação do amortecedor, portanto não existe nenhum resultado esperado para o valor da sua compressão. Por este motivo, o gráfico da compressão do amortecedor não será abordado neste processo de verificação. Os dados inseridos na entrada para esta simulação podem ser vistos na Tabela (4.1).

Tabela 4.1 Dados de entrada para a simulação do caso com resultado conhecido

Descrição da variável	Variável	Valor
Ponto inferior do pino mestre na posição de repouso	Xmie	400
	Ymie	-50
	Zmi	0
Ponto superior do pino mestre na posição de repouso	Xmse	400
	Ymse	150
	Zms	20
Ponto de fixação do braço superior na estrutura	Xes	0
	Yes	200
	Zes	20
Posição do terminal articulado da caixa de direção	Xcd	0
	Ycd	100
	Zcd	70
Posição do link de direção na posição de repouso	Xlinke	400
	Ylinke	50
	Zlinke	70
Distância vertical do ponto inferior do pino mestre até o centro do pneu	Dvp	145
Distância horizontal do ponto inferior do pino mestre até o centro do pneu	Dhp	110
Fixação do amortecedor na estrutura	Xae	203
	Yae	287
Razão entre a distância de fixação do braço inferior na estrutura e fixação do amortecedor no braço de suspensão e comprimento total do braço inferior.	Fa	$\frac{3}{4}$
Comprimento do amortecedor estendido	comp_am	400
Dados do pneu	Larg_pneu	175
	Porc_larg_alt	70
	D_r	14
Distância entre a fixação dos braços inferiores direito e esquerdo na estrutura	Do	591.5
Curso máximo superior	Bump	110
Curso máximo inferior	Rebound	50

A simulação do sistema com resultados conhecidos obteve os resultados esperados para todos os parâmetros, como pode ser visto nas Fig. (4.3) e (4.4).

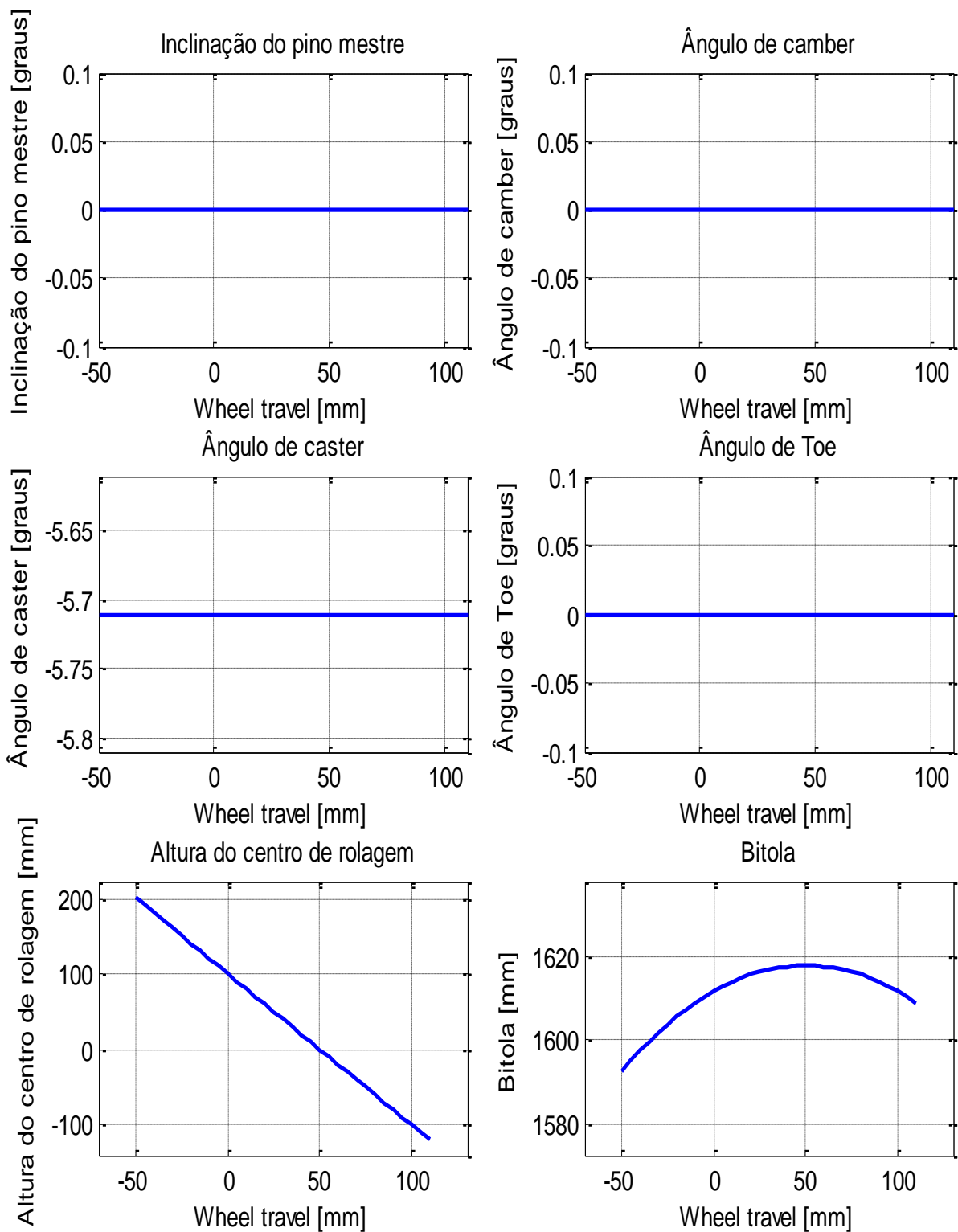


Figura 4.3 - Gráficos da simulação do sistema com resultados conhecidos

```

A inclinação do pino mestre no repouso é de 0graus,

A cambagem no repouso é de 0graus,
A cambagem máxima é de 0graus,
A cambagem mínima é de 0graus,

O ângulo de caster no repouso é de -5.71059graus,

A altura do centro de rolagem no repouso é de 100.719mm,

A Bitola do veículo é 1611.5mm,

A convergencia máxima na direção é de 0graus,
A divergencia máxima na direção é de 0graus,

A compressão do amortecedor no repouso é de 61.3125mm,

```

Figura 4.4 - Resultados da simulação do sistema com resultados conhecidos

Para confirmar os resultados obtidos para a altura do centro de rolagem, será mostrada a seguir a resolução dos cálculos quando o sistema se encontra na posição de repouso.

Primeiramente será calculado o coeficiente angular da reta que representa o braço inferior. Como, por definição do programa, a fixação do braço inferior no veículo é a origem do sistema de coordenadas, o coeficiente linear desta reta é 0 (zero). Utilizando a equação (3.14), aplicada ao braço inferior teremos:

$$Y_{mie} = a * X_{mie} \quad (4.1)$$

Logo,

$$a = \frac{Y_{mie}}{X_{mie}} \quad (4.2)$$

Utilizando os valores da tabela (4.1):

$$a = \frac{-50}{400} = -0,125 \quad (4.3)$$

Por se tratar de um sistema com braços de suspensão paralelos, o coeficiente angular da reta que passa pelo ponto de contato do pneu com o solo até o centro instantâneo é o mesmo que o da reta que representa o braço de suspensão inferior. Para determinar essa função basta determinar seu coeficiente linear aplicando a equação (3.14) no ponto de contato do pneu com o solo, como mostrado a seguir:

$$Y_{ps} = a * X_{ps} + b \quad (4.4)$$

Onde,

$$Y_{ps} = Y_{mie} + D_{vp} - \frac{(Larg_{pneu} * Porc_{largalt})}{100} - \frac{D_r * 25,4}{2} \quad (4.5)$$

$$Y_{ps} = -50 + 145 - \frac{(175 * 60)}{100} - \frac{14 * 25,4}{2} = -187,8 \quad (4.6)$$

E,

$$X_{ps} = X_{mie} + D_{hp} = 400 + 110 = 510 \quad (4.7)$$

Aplicando os valores encontrados nas equações (4.3), (4.6) e (4.7) na equação (3.14), temos:

$$-187,8 = -0,125 * 510 + b \quad (4.8)$$

Logo,

$$b = -124,05 \quad (4.9)$$

Com os coeficientes linear e angular definidos, basta calcular o valor da coordenada Y no ponto onde a coordenada X se encontra no centro do carro, ou seja:

$$X_{cr} = -\frac{D_o}{2} = -295,75 \quad (4.10)$$

Com isso se obtém:

$$Y_{cr} = a * X_{cr} + b = -0,125 * -295,75 - 124,05 = -87,0812 \quad (4.11)$$

Vale ressaltar que este valor de altura de centro de rolagem tem como referência a origem do programa, ou seja, o ponto de fixação do braço de suspensão inferior e o chassi do veículo. Para obter a altura do centro de rolagem em relação ao solo basta subtrair o valor de Y_{ps} .

$$Altura\ Centro\ Rolagem = Y_{cr} - Y_{ps} = -87,08125 - (-187,8) = 100,71875 \quad (4.12)$$

Com este resultado é possível verificar que o programa está calculando a altura do centro de rolagem de acordo com a bibliografia. Ademais, todos os resultados obtidos para o sistema com soluções conhecidas foram satisfatórios.

4.2. COMPARAÇÃO DE RESULTADOS COM SOFTWARE COMERCIAL

Com a verificação de equacionamento e algoritmo completo, a etapa seguinte é realizar a verificação do modelo. Nesta etapa é necessário simular um sistema que possua soluções desconhecidas e analisar se seus resultados são coerentes. Para executar este estudo, foi adotada uma metodologia que se baseia na comparação com um software comercial: o ADAMS/car. As simulações

neste software foram realizadas por estudantes do GMSSA – Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos, do curso de Engenharia Automotiva do Campus do Gama da Universidade de Brasília.

A análise dos resultados será feita baseando-se na comparação entre os gráficos obtidos no software comercial e no programa desenvolvido. Os pontos chave deste estudo comparativo são os valores máximos e mínimos de cada parâmetro, os valores nas extremidades do trabalho de suspensão e os valores na posição de repouso.

Para garantir a homogeneidade dos sistemas simulados nos dois programas, os dados utilizados no ADAMS são fruto de uma sub rotina desenvolvida no programa que fornece coordenadas que devem ser inseridas no ADAMS para que se simule o mesmo sistema. Esta sub rotina consiste na conversão dos pontos de origem e eixos utilizados pelos programas. O sistema utilizado nesta etapa é um sistema que não é utilizado em nenhum veículo conhecido, suas coordenadas foram criadas aleatoriamente. A Figura (4.5) ilustra o sistema simulado na comparação tanto no programa desenvolvido (à esquerda), quanto no software comercial (à direita).

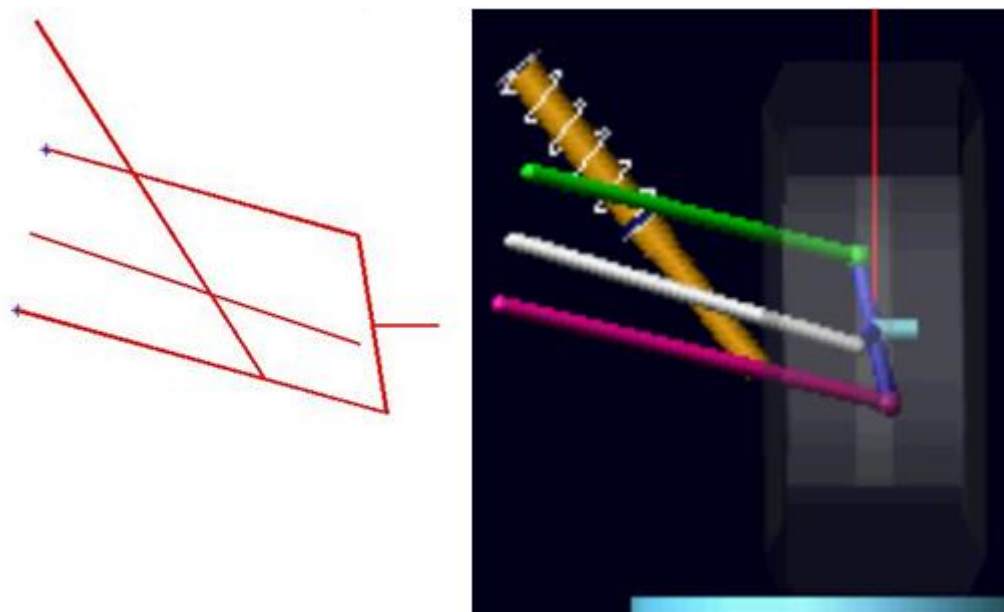


Figura 4.5 – Sistema simulado na verificação de modelo

O estudo de verificação de modelo teve como base apenas cinco parâmetros, a inclinação do pino mestre, os ângulos de camber, caster e *toe*, e a altura do centro de rolagem. Seus resultados serão exibidos a seguir:

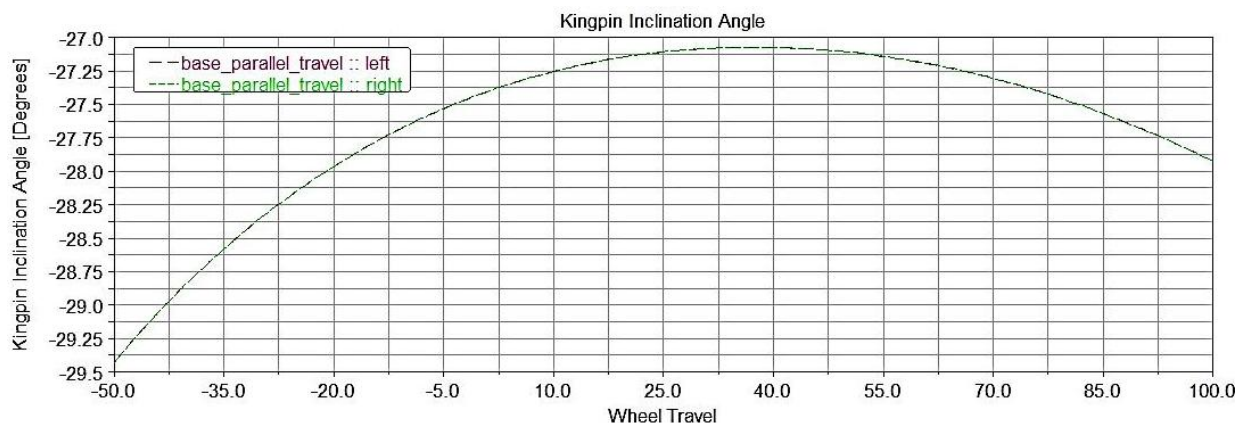


Figura 4.6 – Inclinação do Pino Mestre no ADAMS/Car

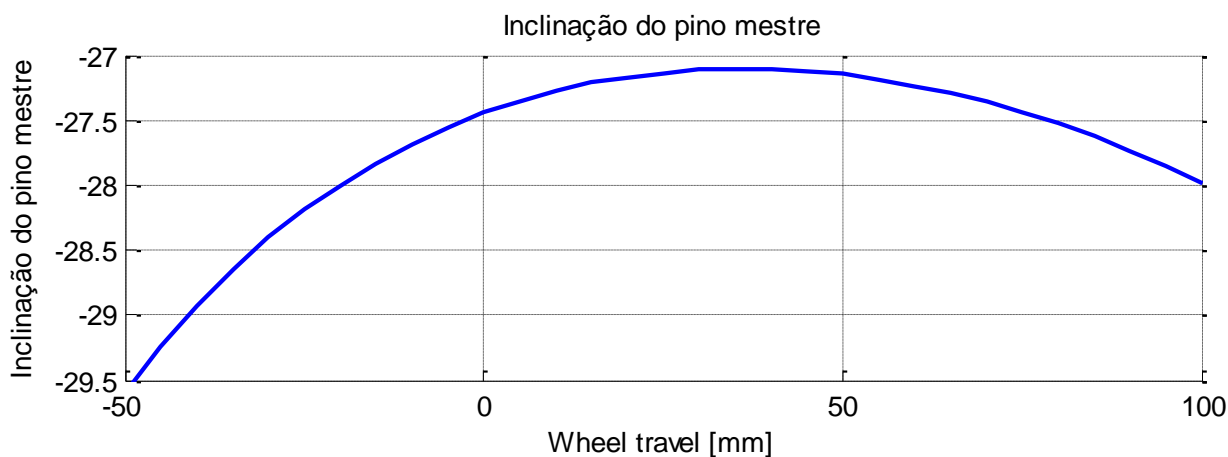


Figura 4.7 – Inclinação do Pino Mestre no programa em Matlab

A inclinação do pino mestre apresentou resultados satisfatórios ao longo de todo o trabalho do curso de suspensão. A divergência máxima dos resultados se deu no limite superior do trabalho do sistema onde a diferença é inferior a 0,15 graus, que neste caso representa menos de 0,7% do valor.

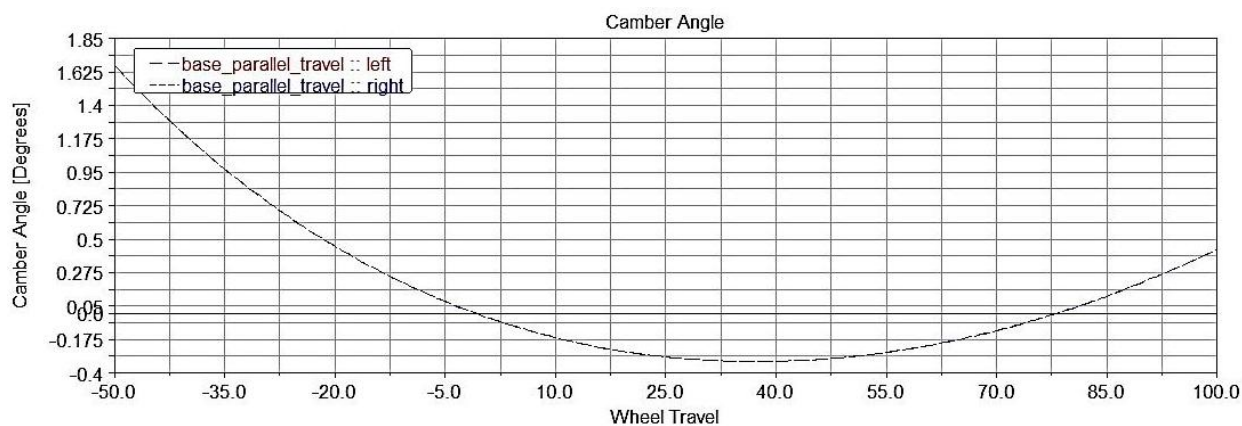


Figura 4.8 - Ângulo de camber no ADAMS/Car

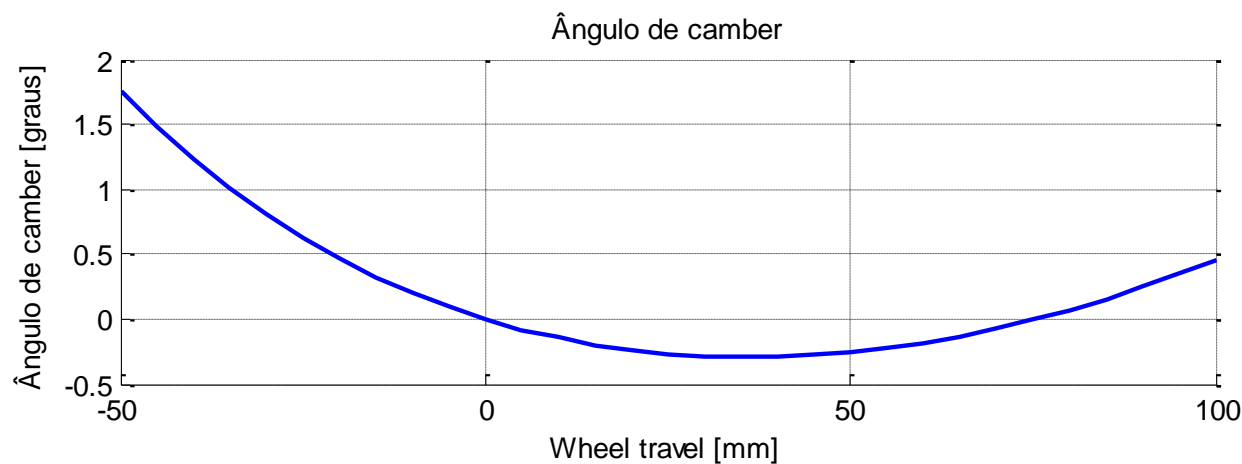


Figura 4.9 - Ângulo de camber no programa em Matlab

A comparação das curvas de ângulo de camber, Fig. (4.8) e (4.9), trouxe resultados favoráveis. Sua maior discrepância ocorre no limite inferior do curso de suspensão, onde a diferença é de aproximadamente 0,11 graus, que representam menos de 7% do valor calculado. O restante da comparação do ângulo de camber apresenta discrepâncias inferiores a 7% ao longo de todo o curso.

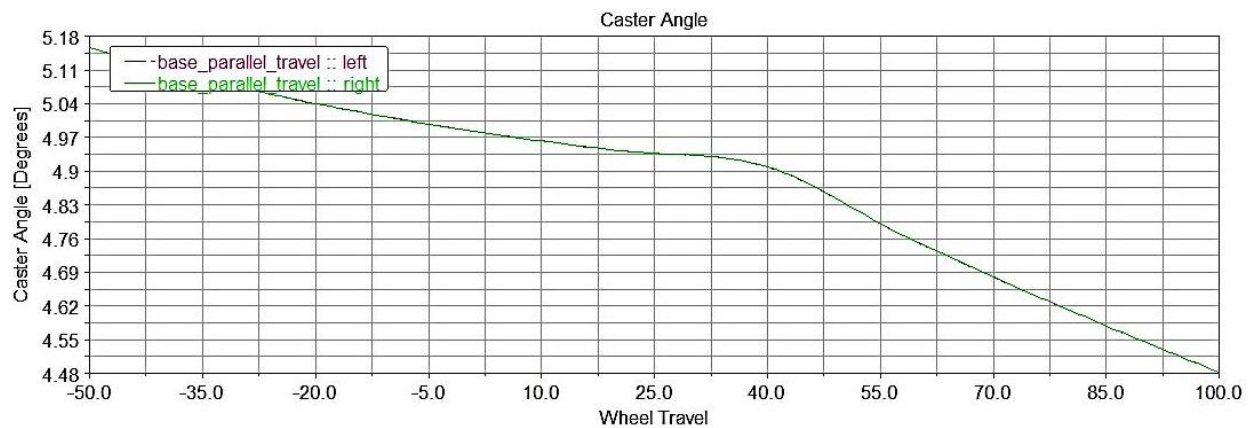


Figura 4.10 - Ângulo de caster no ADAMS/Car

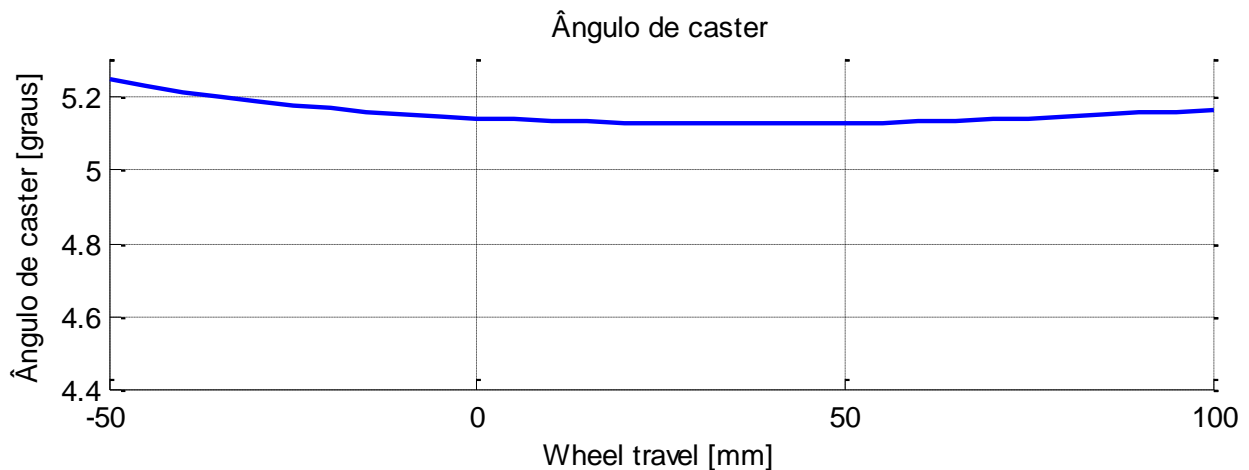


Figura 4.11 - Ângulo de caster no programa em Matlab

O ângulo de caster foi o parâmetro que gerou a maior disparidade nos resultados. Como pode ser visto nas Fig. (4.10) e (4.11), os valores desses parâmetros são bastante coerentes quando próximo à posição de repouso, apresentando uma divergência nos resultados de aproximadamente 0,1 graus, aproximadamente 2%. Para calcular o ângulo de caster, o ADAMS utiliza o vetor do pino mestre na vista lateral da mesma forma que o programa desenvolvido, porém, diferentemente do código em Matlab que utiliza a definição de produto escalar, o ADAMS usa o arco tangente.

Para descobrir o que realmente gera essa divergência nos resultados torna-se necessário conhecer quais são os algoritmos de cálculo utilizados para verificar se não são erros de aproximações numéricas, uma vez que esta inflexão na curva não era esperada.

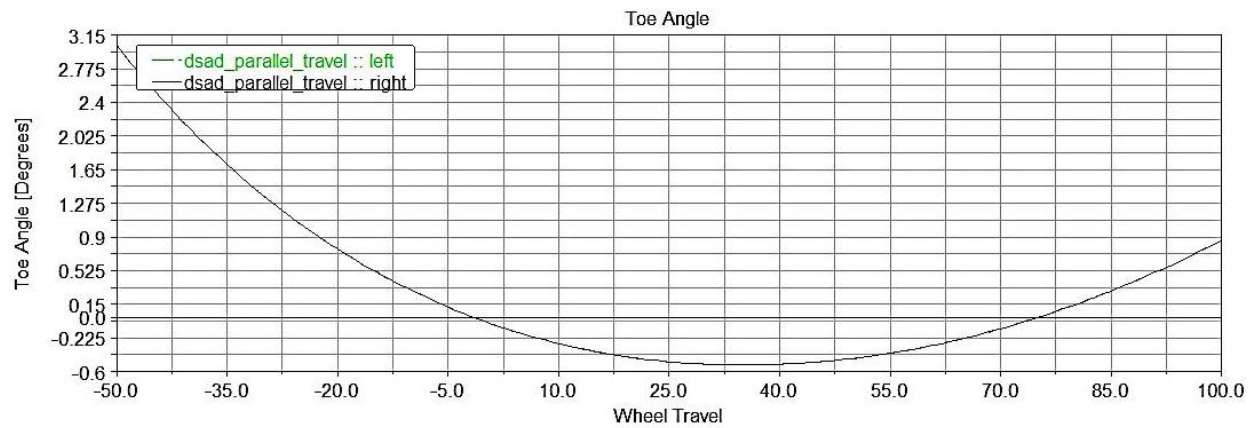


Figura 4.12 – Ângulo de *toe* no ADAMS/Car

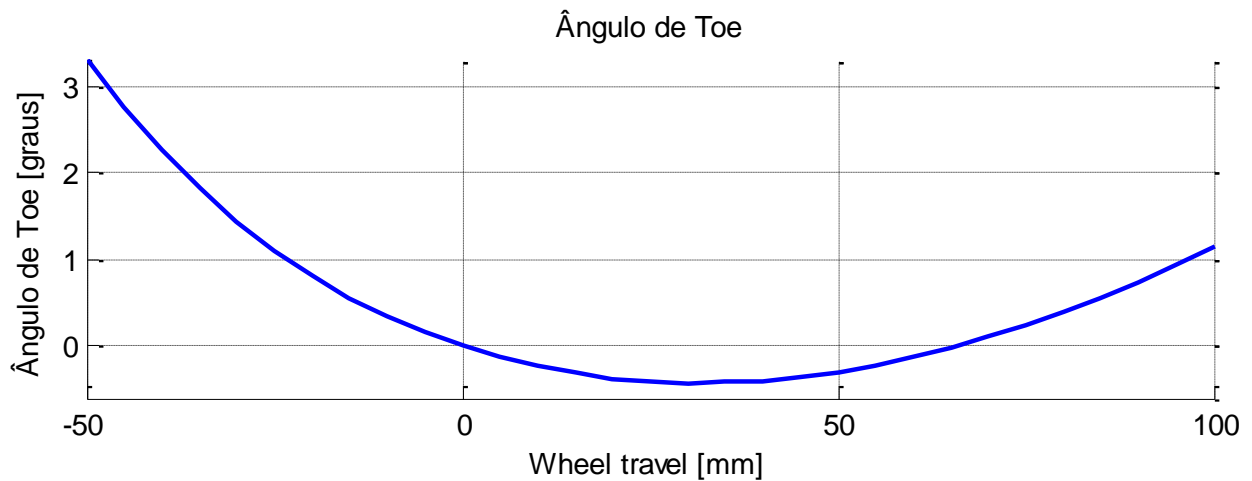


Figura 4.13 – Ângulo de *toe* no programa em Matlab

É possível observar que os gráficos do ângulo de *toe* apresentaram grande similaridade nos resultados ao longo de toda a curva. A maior divergência nos resultados se encontra no fim de curso inferior da suspensão, onde a diferença é inferior a um décimo de grau, o que representa um percentual inferior a 3.5% no caso.

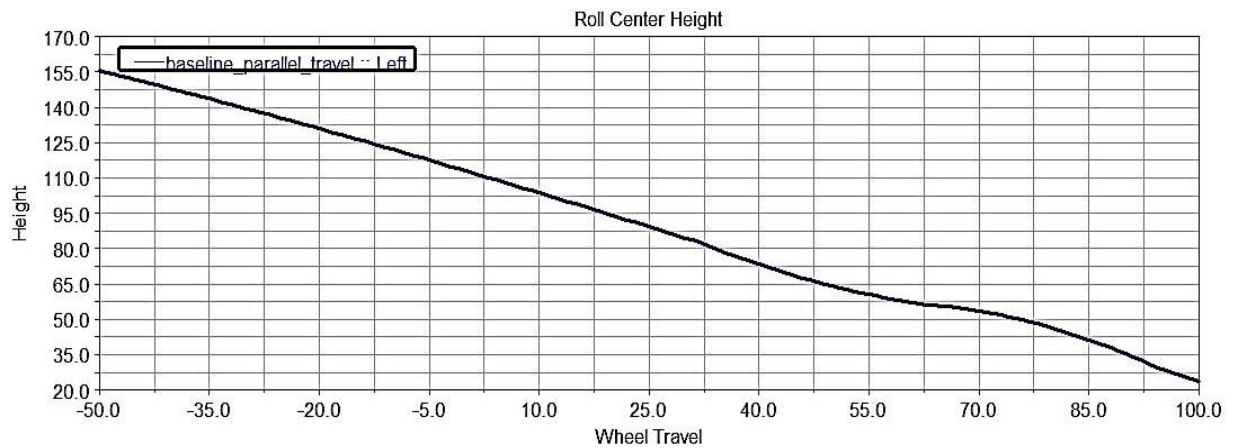


Figura 4.14 – Altura do Centro de Rolagem no ADAMS/Car

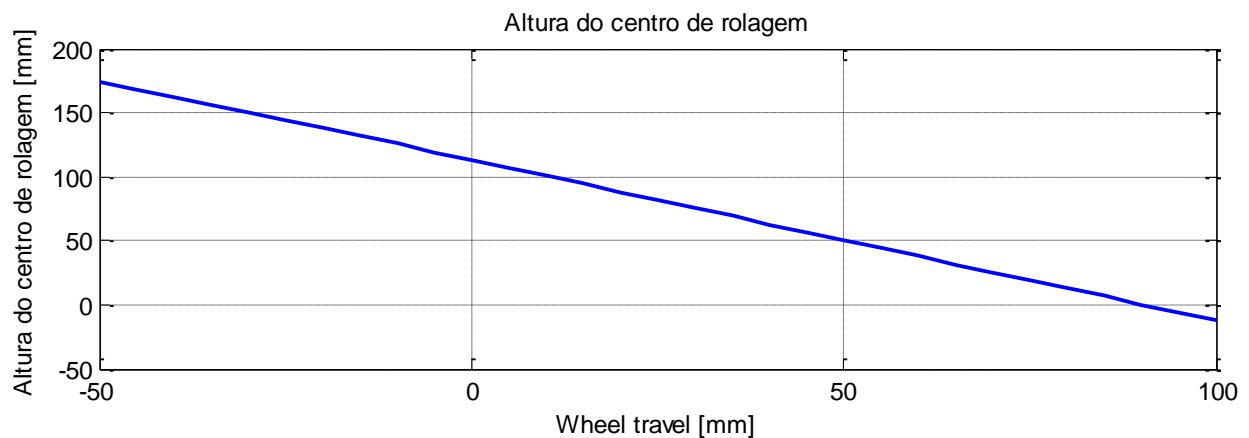


Figura 4.15 – Altura do Centro de Rolagem no programa em Matlab

Para finalizar a verificação de modelo, as Fig. (4.14) e (4.15) mostram os gráficos para a altura do centro de rolagem. Neste parâmetro é possível observar que os resultados se mostram bons, com discrepância inferior a 18 mm ou aproximadamente 10% quando o *wheel travel* se encontra no limite inferior até 40 mm de *bump*. Daí em diante o valor da diferença das alturas do centro de rolagem nos dois programas começa a aumentar.

O ADAMS calcula a altura do centro de rolagem utilizando uma metodologia diferente que se baseia na pegada do pneu (*tire contact patch*). A pegada do pneu por definição é a área de borracha do pneu que está em contato com o solo em um dado momento. Apesar de o programa desenvolvido considerar o ângulo de *camber* e todas as inclinações do pneu para calcular a altura do centro de rolagem, a metodologia adotada não leva em conta exatamente a pegada do pneu, e, por isso, aparecem as principais discrepâncias dos resultados.

5. ESTUDO DE CASO

Neste capítulo, o programa desenvolvido para o cálculo da geometria de suspensão será aplicado no desenvolvimento de um projeto de suspensão dianteira tomando como estudo de caso o veículo desenvolvido pelo projeto Ciclar da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília.

5.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

Com o intuito de instalar um programa de sustentabilidade no Campus universitário, foi estabelecida uma agenda ambiental interna na Universidade de Brasília que seria responsável por estabelecer prazos e coordenar projetos relacionados.

Um dos tópicos abordados nesta agenda é a implementação de um sistema de coleta seletiva que não apenas realize a coleta, mas que também promova renda para cooperativas de catadores locais. Neste contexto surgiu a ideia de desenvolver um veículo sustentável que realizasse a coleta. O desenvolvimento do veículo surgiu inicialmente como um projeto integrador (disciplina ofertada na Faculdade de Tecnologia) onde foram desenvolvidas as primeiras pesquisas acerca do tema.

Após um ano de projeto integrador, por iniciativa de professores dos Departamentos de Engenharia Mecânica e Engenharia Elétrica foi formada a equipe de pesquisa conhecida como Projeto Ciclar. Este projeto conta atualmente com 20 estudantes de 5 engenharias diferentes e do desenho industrial e tem como objetivo, além de desenvolver pesquisas sobre o assunto, projetar e desenvolver o veículo.

O primeiro veículo do projeto Ciclar foi nomeado ELC – Electric Light Car (Carro Elétrico Leve). Por se tratar de um veículo sustentável, porém com um orçamento limitado, foram definidos alguns pontos chave do protótipo:

- 100% elétrico
- Triciclo (duas rodas dianteiras e uma traseira)
- Tração traseira
- Capacidade para duas pessoas
- Armazenamento de carga por reboque

O veículo será tracionado por um motor elétrico e alimentado por um banco de baterias de Lítio, pois desta forma a emissão de poluentes se reduz a zero. Outro ponto muito vantajoso na utilização deste sistema de tração está no consumo de aproximadamente R\$ 0,05 por quilômetro, contra aproximadamente R\$ 0,21 por quilômetro de um veículo a diesel realizando a mesma função.

A eliminação de uma das rodas traseiras se deve a redução dos custos do sistema de transmissão e a diminuição do consumo de pneus que já está começando a gerar alguns problemas ambientais no Brasil. Outra vantagem que pode ser apresentada em um triciclo é a redução da resistência de rolagem.

Como o sistema de coleta atual do campus é realizado por um motorista e um funcionário responsável pela coleta do material reciclável, o habitáculo foi limitado para duas pessoas. O material coletado é colocado em um reboque, o que se justifica pela versatilidade do veículo que pode ser utilizado para outros serviços ou ainda transitar sem reboque.

5.2. REQUISITOS DE PROJETO

O primeiro passo para o desenvolvimento do projeto da geometria de suspensão dianteira do ELC foi estabelecer quais são os principais elementos limitadores e características desejadas para este projeto.

É possível ver que um grande desafio do projeto será a questão de estabilidade, por se tratar de um veículo de apenas três rodas e de curta distância entre eixos.

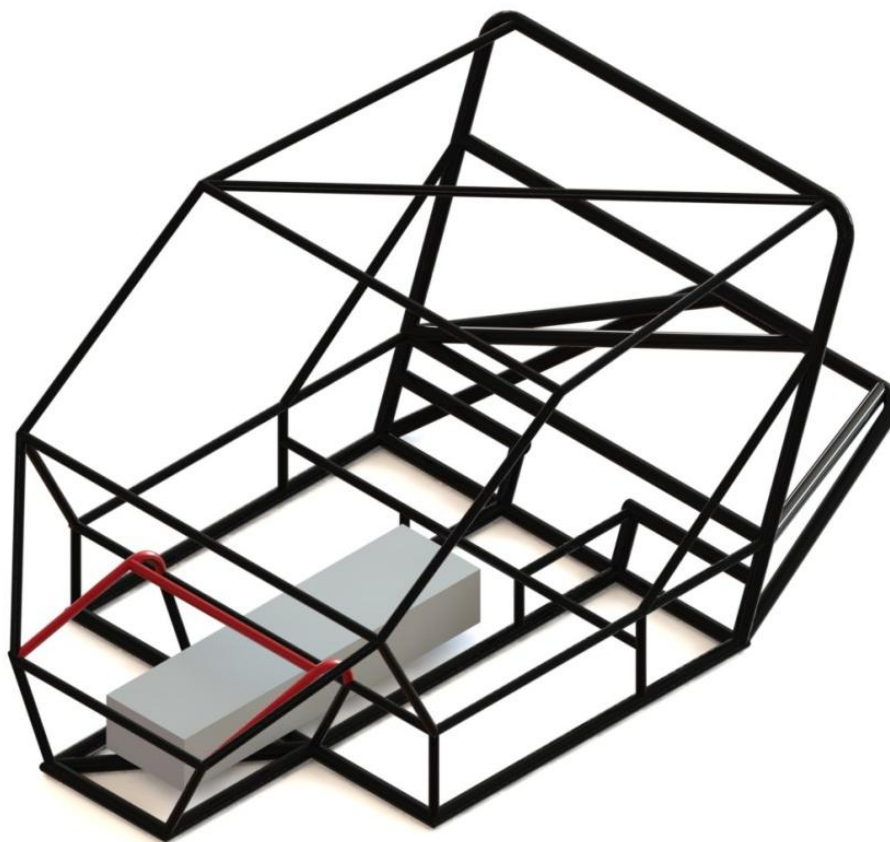


Figura 5.1 - Chassi com limitações de instalação do sistema

A Figura (5.1) representa uma montagem do chassi do veículo com o banco de baterias (em branco), evidenciando duas limitações físicas. A primeira diz respeito à fixação dos braços de suspensão no chassi que deve ser feita exteriormente ao local destinado para as baterias. A segunda, que exige mais atenção, é a fixação da caixa de direção que deve ser feita próxima aos tubos ilustrados em vermelho na Fig. (5.1) para não invadir o espaço destinado à instalação do sistema elétrico e nem dificultar a manutenção dos sistemas de potência.

Com os principais complicadores da geometria de suspensão definidos, foram estabelecidos os resultados desejados para os parâmetros de suspensão.

Após alguns cálculos preliminares, onde foram consideradas situações de curva e frenagem, foi verificado que a forma mais simples de eliminar problemas de tombamento estava na utilização de uma bitola grande, de no mínimo 1450 mm. Outra forma de reduzir a tendência de capotamento do veículo em curvas é reduzir a distância entre o centro de gravidade (CG) e o eixo de rolagem, segundo Vilela (2010) esta distância é conhecida como braço efetivo de rolagem. Ao reduzir este braço, o torque de rolagem definido pela aceleração lateral, massa do veículo e braço efetivo de rolagem é diminuído e por consequência reduz a possibilidade de capotamento.

Em veículos que transitam em vias públicas é importante que prevaleça o comportamento subesterçante, ou seja, que ocorra o deslizamento das rodas dianteiras antes das rodas traseiras em curvas muito rápidas. A necessidade do prevalecimento do subesterçamento é justificada por ser mais complicado para um motorista sem treinamento controlar o carro após perder aderência das rodas traseiras do que das dianteiras. Para auxiliar neste quesito optou-se por utilizar o efeito *jacking* que pode ser obtido estabelecendo a altura do centro de rolagem dianteira superior à altura do centro de rolagem traseira. Como a suspensão traseira será do tipo bandeja biamortecida, pode-se aproximar seus cálculos de parâmetros com os de uma suspensão do tipo *Trailing Arm*. Segundo Portela (2008), a altura do centro de rolagem para suspensão *trailing arm* sempre se encontra à altura do solo, portanto, para alcançar o efeito *jacking* basta que a altura do centro de rolagem esteja acima do solo.

Para aumentar o contato do pneu com o solo e reduzir o desgaste, é importante que o ângulo de *camber* esteja sempre o mais próximo possível de zero. Caso não seja possível manter esse ângulo sempre em zero é aconselhável que ocorra o mínimo de variação positiva, pois, caso ocorram ângulos positivos grandes, próximos ou superiores a 1 grau, o pneu perde parte de sua capacidade de realizar resistência às forças laterais facilitando assim a perda de aderência com o solo.

Baseando-se em projetos comerciais e algumas recomendações, decidiu-se que o ângulo de *caster* estaria entre 3 e 4 graus. Para facilitar a fabricação optou-se por não utilizar ângulo de ataque e gerar todo o ângulo de *caster* deslocando o braço de suspensão superior para trás.

Por fim, a inclinação do pino mestre teve que se adequar ao projeto de uma manga comercial. A utilização de um conjunto de ponta de eixo e manga comercial se deu por facilitar a reposição de peças para manutenção. O conjunto selecionado para este projeto foi o do GM Corsa Classic 1.6.

O Corsa Classic possui um sistema de suspensão dianteiro do tipo Mc Pherson, e, por isso, necessita de uma adaptação para que seja utilizada em um sistema do tipo Duplo A. A solução encontrada foi fabricar uma peça que possibilite a fixação de um pivô de suspensão ao local onde originalmente é fixado o amortecedor. A Figura (5.2) mostra a solução adotada, e vale ressaltar que as dimensões desta peça foram definidas para respeitar a geometria que será apresentada a seguir.



Figura 5.2– Suspensão com adaptador para Duplo A

5.3. RESULTADOS

Com os objetivos já traçados foi estipulada uma geometria que satisfizesse todas as restrições físicas do projeto, como o espaço para o banco de baterias e a adaptação da manga para o Duplo A. Este modelo não levava em conta os resultados desejados para cada parâmetro, apenas era possível de se implementar no protótipo e já possuía a bitola desejada. A partir deste modelo foi possível estipular limites para cada coordenada de forma que qualquer ponto dentro destes limites forneça como resultado um sistema aplicável. A Figura (5.3) ilustra um sistema hipotético com o campo de possibilidades para o ponto de fixação do braço superior na estrutura, destacado em azul.

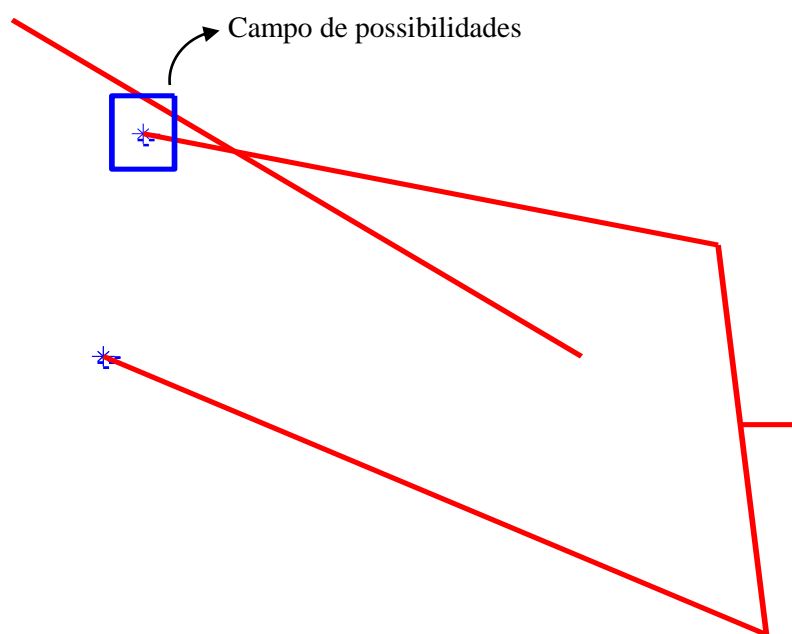


Figura 5.3 – Sistema com campo de possibilidades para o ponto de fixação do braço superior na estrutura

Com os limites definidos para todos os pontos, bastou alterar as coordenadas dos pontos para alcançar da melhor forma possível os resultados desejados no início do projeto. Os resultados obtidos para o ELC podem ser vistos nas Fig. (5.4) à Fig. (5.10).

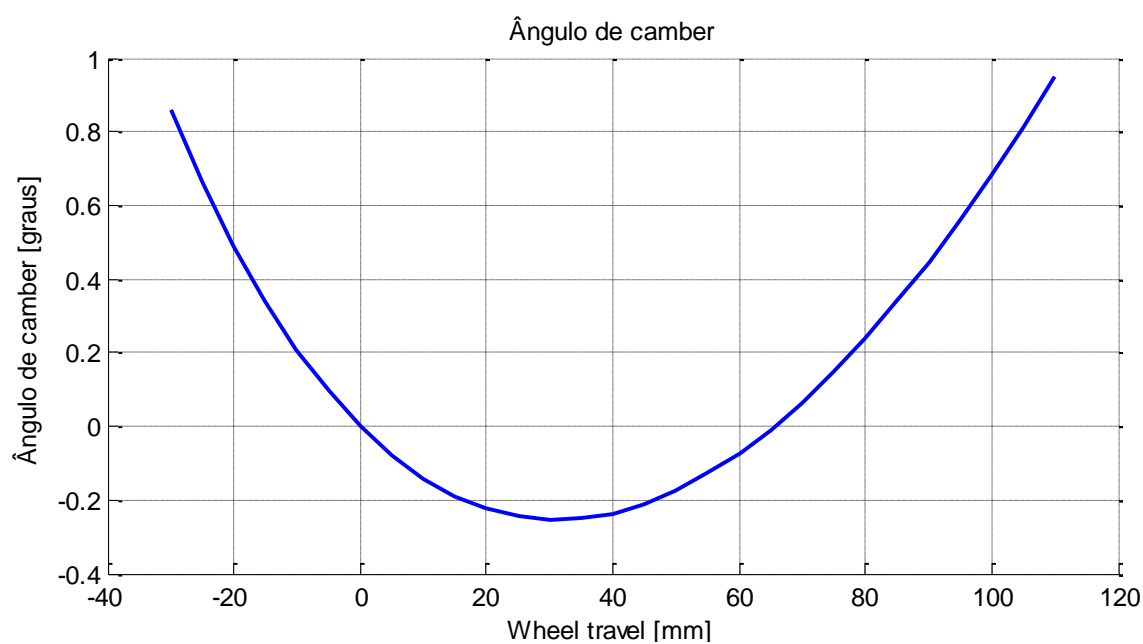


Figura 5.4 – Gráfico de camber do sistema do veículo ELC

Apesar de apresentar uma pequena variação positiva no início do curso de subida, inferior a 0,3 graus, o comportamento do ângulo de camber ao longo de todo o curso da suspensão se mostrou favorável. Para se obter uma variação de meio grau é necessário que todo o sistema se desloque pouco mais de 90 mm para cima, que é um valor bastante grande quando comparado com outros carros, ou aproximadamente 20 mm para baixo, situação que ocorre quando o carro quase perde o contato com o solo.

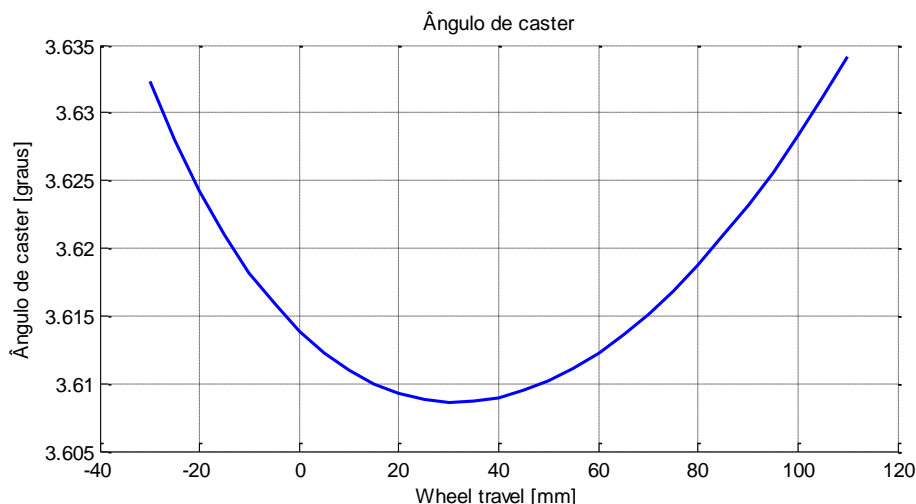


Figura 5.5 – Gráfico de caster do sistema do veículo ELC

O ângulo de caster se mantém praticamente constante ao longo de todo o curso, com variação máxima inferior a 0,02 graus e com um valor médio de acordo com o discutido anteriormente.

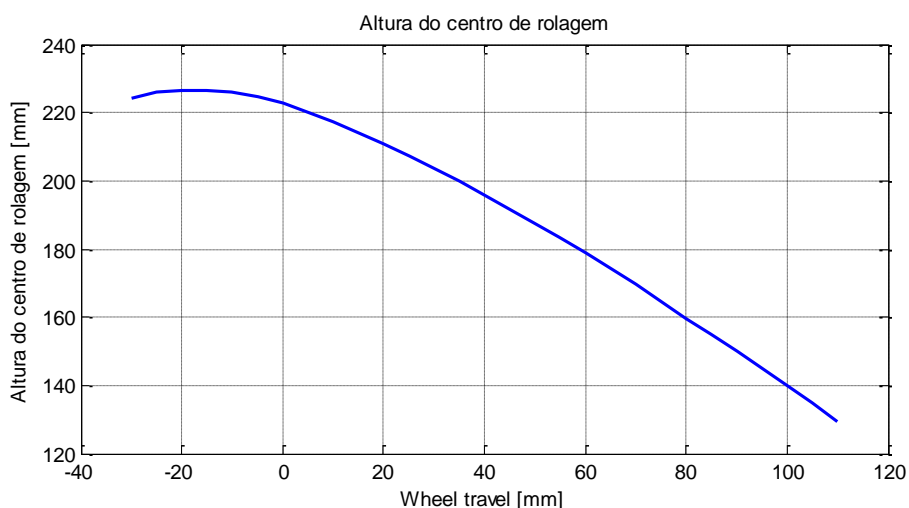


Figura 5.6 – Gráfico de altura do centro de rolagem do sistema do veículo ELC

Para a altura do centro de rolagem foi possível manter seu valor sempre positivo, como era desejado desde o início. Sabendo que a altura do centro de gravidade do veículo tripulado é de aproximadamente 640 mm e que a altura do centro de rolagem no repouso é de 222,7mm, pode-se dizer que o resultado é bom por gerar um braço efetivo de rolagem inferior a 45 cm, o que é bem pequeno quando comparado a veículos comerciais e principalmente com veículos de carga. O braço efetivo de rolagem é a distância que juntamente com as forças inerciais aplicadas no CG gera uma das componentes do torque de capotamento do veículo.

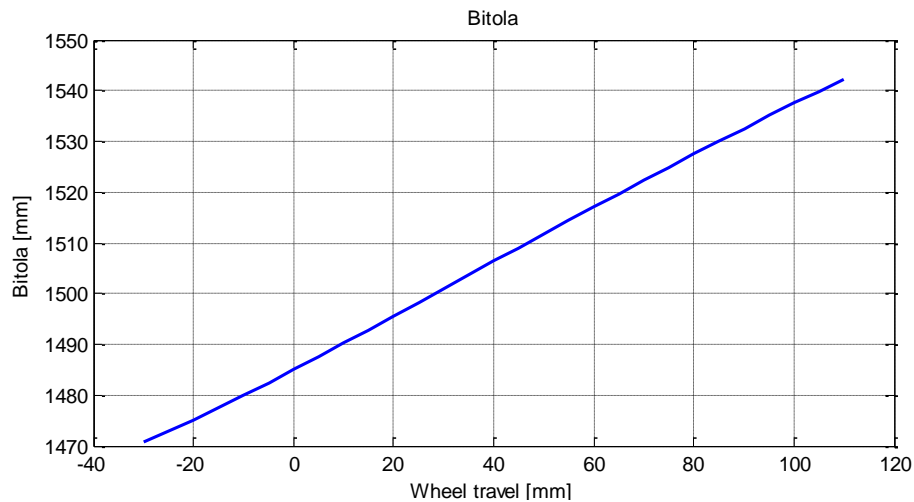


Figura 5.7 – Gráfico da bitola do sistema do veículo ELC

Os resultados para a bitola foram de acordo com o esperado uma vez que manteve seu valor superior a 1450 mm durante todo o trabalho do sistema.

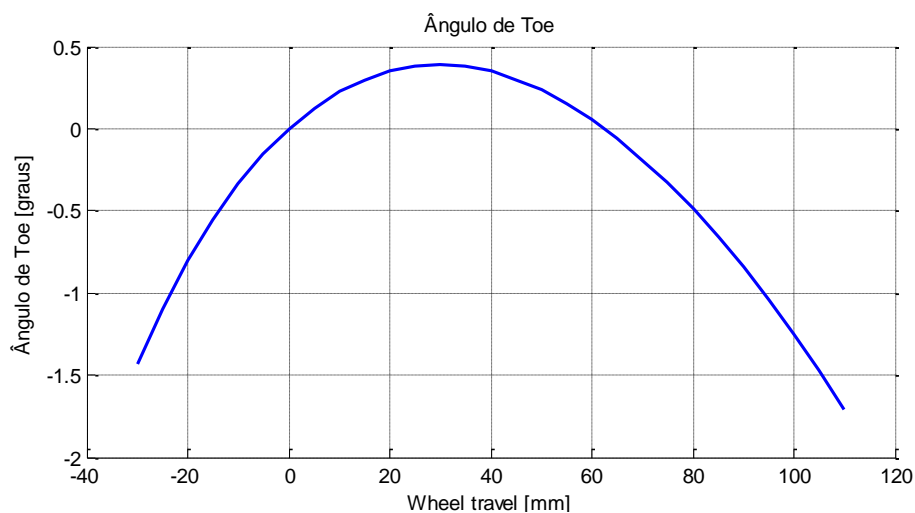


Figura 5.8 – Gráfico do ângulo de *toe* do sistema do veículo ELC

Apesar do ângulo de *toe* apresentar variações superiores a 1,5 graus, os valores desse parâmetro são bastante satisfatórios. Os grandes valores aparecem unicamente nas extremidades, que representam situações de baixíssima ocorrência. Para se obter uma variação superior a meio grau é necessário que o deslocamento vertical da roda seja superior a 80 mm em *bump* ou aproximadamente 15 mm em *rebound*.

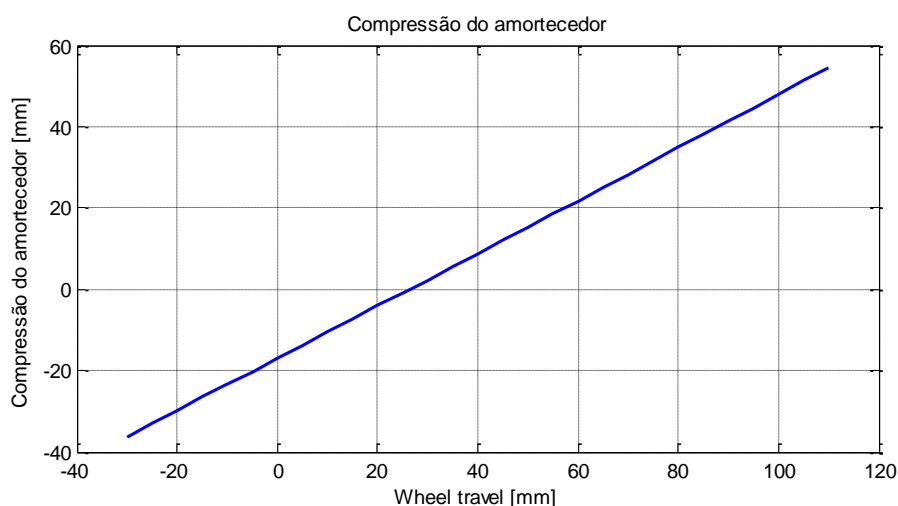


Figura 5.9 – Gráfico da compressão do amortecedor do sistema do veículo ELC

Para a compressão do amortecedor, pode-se observar que o valor máximo obtido é inferior a 100 mm, que é um valor que pode ser encontrado na grande maioria dos amortecedores comerciais sem geração de danos. Por ter apresentado valores compatíveis com muitos amortecedores, basta selecionar um que atenda as necessidades de amortecimento e geométricas do projeto.

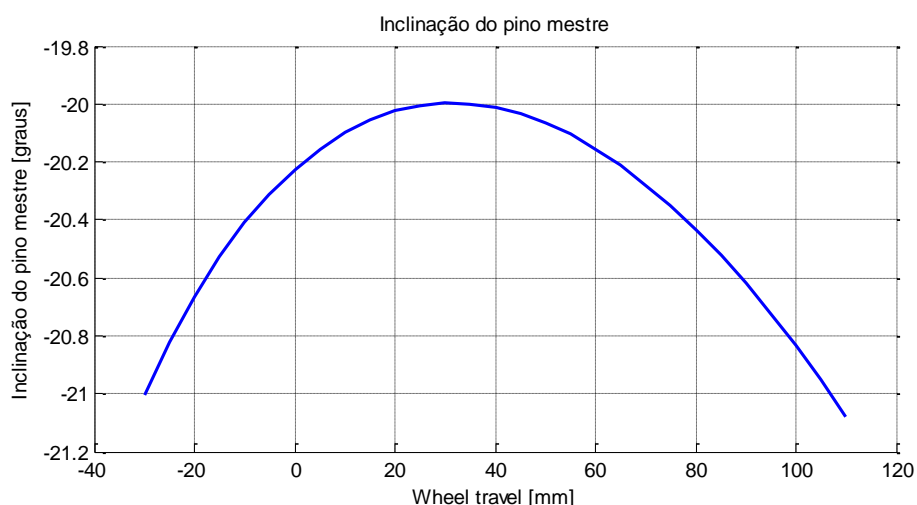


Figura 5.10 – Gráfico da inclinação do pino mestre do sistema do veículo ELC

O único parâmetro que obteve um valor fora do recomendado pela literatura foi a inclinação do pino mestre que extrapolou 20 graus. O resultado deste parâmetro se deve ao fato de que ao utilizar uma manga comercial acompanhada de um adaptador, algumas possibilidades de fixação do braço superior na manga são eliminadas, gerando desta forma uma limitação muito grande para o campo de possibilidades neste ponto.

Apesar de não ser o resultado ideal, o valor de aproximadamente 20 graus para a inclinação do pino mestre na posição de repouso foi um valor consideravelmente baixo quando comparado ao inicial estipulado que era de aproximadamente 28 graus. A redução deste valor bem como a definição de um sistema que atendesse todos os pontos previamente estabelecidos foi possível por meio de simulações de diversos sistemas diferentes.

```
A inclinação do pino mestre no repouso é de 20.2249graus,  
A cambagem no repouso é de 0graus,  
A cambagem máxima é de 0.253692graus,  
A cambagem mínima é de -0.951681graus,  
  
O ângulo de caster no repouso é de 3.61388graus,  
  
A altura do centro de rolagem em relação à fixação do braço inferior no repouso é de 222.696mm,  
  
A Bitola do veículo é 1485mm,  
  
A convergencia máxima na direção é de -1.70747graus,  
A divergencia máxima na direção é de 0.388463graus,  
  
A compressão do amortecedor no repouso é de -16.9898mm,
```

Figura 5.11 – Resultados do sistema do veículo ELC

Os resultados são apresentados na Fig. (5.11), onde pode ser visto que todos os parâmetros desejados no início do desenvolvimento da geometria foram satisfeitos com rigor.

Se não fosse utilizado este ou qualquer outro programa seriam necessários alguns dias para calcular todos os parâmetros por causa dos sistemas não lineares e da necessidade de calcular todos os parâmetros ao longo de todo o trabalho de suspensão. Fazendo uso deste programa é possível calcular todos os parâmetros de um sistema em aproximadamente 18 segundos, o que possibilitou simular centenas de geometrias em um único dia e obter um resultado refinado que satisfizesse todos os parâmetros desejados sem nenhum custo, como acontece com programas comerciais como o ADAMS. Outro grande diferencial para a obtenção de resultados otimizados é a agilidade para modelar diferentes sistemas, uma vez que basta alterar os valores das coordenadas fazendo uma inserção direta no início do código.

5.4. DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA A PARTIR DA GEOMETRIA

Nesta seção será exibida a estrutura final do sistema de suspensão do protótipo ELC sem entrar no mérito do dimensionamento estrutural, focando apenas em como utilizar a geometria obtida para desenvolver sua estrutura.

Assim como qualquer suspensão Duplo A, o sistema do ELC é bastante simples e consiste de dois braços, dois pivôs de suspensão, um adaptador de manga, um sistema de manga e ponta de eixo, um amortecedor e uma mola helicoidal. Os braços de suspensão realizarão seu movimento permitindo rotação em torno do furo das buchas como em qualquer outro carro. Os pivôs serão parafusados aos braços de suspensão. A manga de eixo será acoplada diretamente pelo pivô no ponto inferior e através de um adaptador no ponto superior.

Para determinar uma estrutura que satisfaça a geometria obtida, basta fazer com que o centro do furo das buchas coincida com os pontos de fixação na estrutura e que o centro da articulação do pivô coincida com os pontos de fixação dos braços nas mangas. A Figura (5.12) ilustra o sistema utilizado juntamente com a geometria obtida de forma a garantir os resultados simulados no programa.

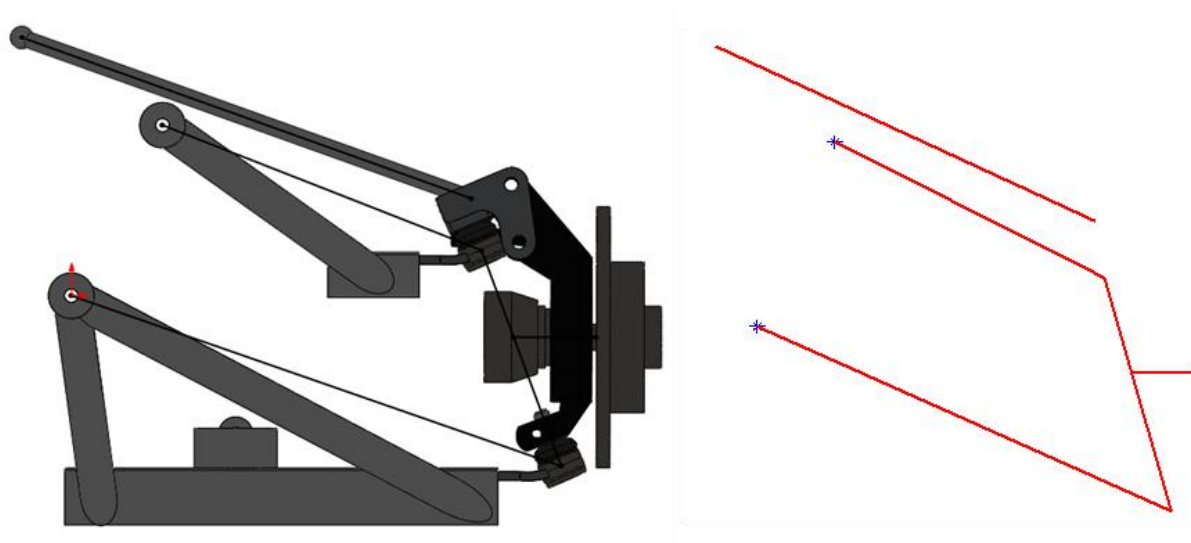


Figura 5.12 – Sistema desenvolvido a partir da geometria

Vale ressaltar também que para definir a geometria da estrutura basta garantir que os pontos sejam coincidentes, não interessa qual será a forma da estrutura.

6.CONCLUSÃO

O presente trabalho teve por objetivo desenvolver e verificar um código aberto para simulação de diversos parâmetros de uma suspensão do tipo Duplo A. Todos os fundamentos teóricos para o desenvolvimento do equacionamento utilizado foram apresentados e discutidos para que pudesse ser desenvolvida a metodologia de verificação do código. A verificação do código foi feita em duas etapas, uma que priorizava a verificação de equacionamento e do algoritmo, e outra que focava na verificação de modelo.

Para realizar a primeira etapa da verificação, utilizou-se um sistema com soluções conhecidas, desta forma foi possível analisar possíveis divergências nos resultados que poderiam ser oriundas de equacionamento incorreto ou falha no algoritmo de soluções numéricas. Esta etapa apresentou resultados positivos após a correção de algumas falhas no programa como a utilização de ângulos em graus quando eram necessários valores em radianos e ainda possibilitou a inserção de um verificador de erros no código. Ao analisar alguns erros que ocorriam durante estes testes, foi possível observar quais eram os causadores das falhas e inserir um comando que apresenta para o usuário qual é a possível falha no sistema para que possa ser corrigida e simulada novamente.

A segunda etapa do processo de verificação foi realizada simulando sistemas equivalentes no programa e em um software comercial. Para este teste foi utilizado o ADAMS/Car com o auxílio do GMSSA, Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos, do Campus do Gama da UnB. Os resultados desta comparação se mostraram favoráveis para a maioria dos parâmetros, apresentando discrepâncias inferiores a 7%. Apenas nas comparações para o ângulo de caster e altura do centro de rolagem que a disparidade superou 10%. A divergência dos resultados para a altura do centro de rolagem pode ser explicada pela metodologia de cálculo utilizada pelo ADAMS que é diferente da adotada no código em Matlab, que está fundamentada nos livros e trabalhos presentes na referência bibliográfica. Quanto ao ângulo de caster, para realizar seu cálculo, verificou-se que ambos os programas utilizam o mesmo vetor, porém, com equações diferentes. O ADAMS calcula pelo arco tangente, enquanto o programa em Matlab utiliza a definição de produto escalar. Apesar de serem utilizadas equações diferentes, o tamanho da diferença não se justifica principalmente por utilizarem o mesmo vetor e apresentarem comportamentos de curva diferentes. Para melhor entender o motivo destas diferenças, torna-se necessário ter acesso ao equacionamento completo utilizado pelo ADAMS para verificar seus algoritmos de aproximação numérica.

A dificuldade em ter acesso à forma de cálculo usada pelo ADAMS que fornece resultados diferentes dos obtidos baseados nas equações teóricas confirma a necessidade de um software de código aberto que permite um melhor entendimento da metodologia de modelagem. Para que fosse confirmada qual metodologia é mais adequada, seria necessário realizar alguns testes de validação, com testes experimentais.

Para finalizar o trabalho, foi apresentada também a aplicação do código para o desenvolvimento de um sistema de suspensão dianteiro de um veículo inovador, o ELC. Este estudo de caso apresenta uma metodologia de utilização do programa para desenvolvimento de um projeto, desde a definição dos dados de entrada, até a interpretação dos dados de saída e apresentação de uma estrutura que satisfaça a geometria desejada.

A não utilização de programas para projetar uma suspensão Duplo A, geralmente acarreta em um tempo muito longo de desenvolvimento ou em um projeto final não otimizado. Apesar de já existirem programas comerciais, a utilização desta rotina não é dispensável por apresentar vantagens, principalmente sob o aspecto financeiro. Este código apresenta um baixo custo computacional e nenhum custo para obtenção de licença, tornando seu uso indicado para pequenas fábricas de veículos artesanais e principalmente para equipes de projetos acadêmicos como o BAJA SAE e o Fórmula SAE.

Para trabalhos futuros acerca do tema, sugere-se que seja estudado mais a fundo o algoritmo de cálculo do ADAMS para que sejam identificados os causadores das divergências da comparação dos resultados. Outra sugestão é que sejam estudados algoritmos de otimização para que seja implementado um que possibilite atingir os resultados desejados em um curto período e, preferencialmente, sem um grande custo computacional.

7.REFERÊNCIAS

- BANKS, J. (2009). *Discrete-Event System Simularion* (5 ed.). Pretice Hall.
- COSTA, A. N. (2006). *Dinâmica Veicular*. SAE Brasil.
- COSTA, V. S. (2006). Dimensionamento e Calibração de Suspensão Tipo Duplo A para Veículos Mini Baja, Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- GILLESPIE, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics* . SAE Internacional.
- HEISLER, H. (2002). *Advancer Vehicle Technology*. Oxford: Butterworth Heinemann.
- LEAL, A. T. (2008). Estudo do Efeito da Redução da Rigidez dos Pneumáticos sobre a estabilidade dos veículos. *Dissertação para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica pela Escola de Engenharia de São Carlos*. São Paulo.
- MILIKEN, W. F., & MILIKEN, D. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International.
- PORTELLA, R. A. (2008). Desenvolvimento de Suspensão para Veículo SAE Baja, Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade de Brasília.
- SCHWER, L. (2007). “An overview of the PTC 60/V&V 10: guide for verification and validation in computational solid mechanics”, *Engineering with Computers* - Volume 23 Issue 4, pp. 245-252.
- TORRES, R. N. (2011). Contribuição para o Desenvolvimento de uma Suspensão Aplicada a um Veículo de Fórmula SAE, Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade de Brasília.
- VILELA, D. (2010). Aplicação de Métodos Numéricos de Otimização ao Problema Conjunto da Dirigibilidade e Conforto Veicular. *Tese para a obtenção do Título de Doutor em Engenharia*. São Paulo.

8.ANEXO

		Pág.
Anexo I	Código do programa de dimensionamento de geometria de suspensão	59

ANEXO I - Código do programa de dimensionamento de geometria de suspensão

```
%Programa de cálculo dos parâmetros de suspensão do tipo Duplo A

%Autor: Daniel de Araújo Almeida
%Graduando em Engenharia Mecânica - ENM
%Universidade de Brasília
%Matrícula: 09/08428

%Orientador: Alberto C. G. C. Diniz (ENM)
%Co-orientadora: Carla T. M. Anflor (FGA)

clear all
close all
clc

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Dados a serem inseridos pelo operador%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Coordenadas do braço de suspensão inferior na manga
Xmie=0;
Ymie=0;
Zmi=0;
%Coordenada do braço de suspensão superior na manga
Xmse=0;
Ymse=0;
Zms=0;
%Coordenada do braço de suspensão superior na estrutura
Xes=0;
Yes=0;
Zes=0;
%Posição da Caixa de direção
Xcd=0;
Ycd=0;
Zcd=0;
%Posição do link de direção
Xlinke=0;
Ylinke=0;
Zlinke=0;
%Distancia entre a fixação do braço inferior na manga e o centro do pneu
Dvp=0;
Dhp=0;
%Altura da fixação da ponta de eixo na manga
Ypeme=0;
%Fixação do amortecedor na estrutura
Xae=0;
Yae=0;
fa=0;
comp_am=0;
%Dados do pneu
Larg_pneu=0;
Porc_larg_alt=0;
D_r=0;
%Distancia entre a fixação dos braços inferiores direito e esquerdo
Do=0;
Bound=0;
Rebound=0;
```



```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo do diametro do pneu%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Dp=D_r*25.4+2*((Porc_larg_alt/100)*Larg_pneu);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo dos braços em repouso%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Sdm=sqrt((Xmse-Xmie)^2 + (Ymse-Ymie)^2 + (Zms-Zmi)^2);
R1=sqrt(Xmie^2 + Ymie^2 + Zmi^2);
R2=sqrt((Xes-Xmse)^2 + (Yes-Ymse)^2 + (Zes-Zms)^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo da ponta de eixo no repouso%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

fpe=(Ypeme-Ymie)/(Ymse-Ymie);
Xpeme=(Xmse-Xmie)*fpe+Xmie;
Zpeme=(Zms-Zmi)*fpe+Zmi;

Xpee=Xmie+Dhp;
Ypee=Ymie+Dvp;
Zpee=Zpeme;

D3=sqrt((Xmie-Xpee)^2+(Ymie-Ypee)^2+(Zmi-Zpee)^2);
D4=sqrt((Xmse-Xpee)^2+(Ymse-Ypee)^2+(Zms-Zpee)^2);
D5=sqrt((Xlinke-Xpee)^2+(Ylinke-Ypee)^2+(Zlinke-Zpee)^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo do ângulo de camber%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Xar=(Xpee-Xpeme);
Yar=(Ypee-Ypeme);
Zar=(0);
Xbr=(Xpee-Xpeme);
Ybr=(0);
Zbr=0;

cambagemel=acos(((Xar*Xbr)+(Yar*Ybr)+(Zar*Zbr))/(sqrt(Xar^2+Yar^2+Zar^2)*sqrt(Xbr^2+Ybr^2+Zbr^2)));
if Yar>0
    cambageme=180*(-1*abs(cambagemel))/pi;
else
    cambageme=180*abs(cambagemel)/pi;
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo do angulo de caster em repouso%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Xace=(0);
Yace=(Ymse-Ymie);

```

```

Zace=(Zms-Zmi);
Xbce=0;
Ybce=(Ymse-Ymie);
Zbce=0;

casterel=acos(((Xace*Xbce)+(Yace*Ybce)+(Zace*Zbce))/(sqrt(Xace^2+Yace^2+Zace^2)*sqrt(Xbce^2+Ybce^2+Zbce^2)));
castere=abs(casterel);

if Zmi>=Zms
    caster_est=180*castere/pi;
else
    caster_est=(180*castere/pi)*-1;
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo da inclinação do pino mestre em repouso%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Xace=(Xmse-Xmie);
Yace=(Ymse-Ymie);
Zace=(0);
Xbce=0;
Ybce=(Ymse-Ymie);
Zbce=0;

inc_pin_m1=acos(((Xace*Xbce)+(Yace*Ybce)+(Zace*Zbce))/(sqrt(Xace^2+Yace^2+Zace^2)*sqrt(Xbce^2+Ybce^2+Zbce^2)));
inc_pin_mest=abs(inc_pin_m1);

if Xmie>=Xmse
    inc_pin_m_est=inc_pin_mest*180/pi;
else
    inc_pin_m_est=inc_pin_mest*-1*180/pi;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo do curso do amortecedor no repouso%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Xabe=fa*Xmie;
Yabe=fa*Ymie;
comp_am_e=sqrt((Xae-Xabe)^2 + (Yae-Yabe)^2);

Compressao_am_e = comp_am-comp_am_e;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo da altura do centro de rolagem no repouso%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

a1=Ymie/Xmie;

syms a2 b2

eq3=a2*Xmse+b2-Ymse;
eq4=a2*Xes+b2-Yes;

S2=solve(eq3,eq4);
a2=S2.a2(1);
b2=S2.b2(1);

```

```

if a1==a2
    a3=a1;

    b3=-a3*(Xmie+Dhp)+(Ymie-(Dp/2)+Dvp);

else

    syms Xcon Ycon

    eq5=a1*Xcon-Ycon;
    eq6=a2*Xcon+b2-Ycon;

    S3=solve(eq5,eq6);
    Xcon=S3.Xcon(1);
    Ycon=S3.Ycon(1);

    syms a3 b3

    eq7=a3*Xcon+b3-Ycon;
    eq8=a3*(Xmie+Dhp)+b3-(Ymie-(Dp/2)+Dvp);

    S4=solve(eq7,eq8);
    a3=S4.a3(1);
    b3=S4.b3(1);
end

Altura_c_r_e=a3*(-Do/2)+b3;
Altura_c_r_e=double(Altura_c_r_e)-(Ypee-Dp/2);

%%%%%%%%%%
%Bitola%
%%%%%%%%%%

Bitola_r=Do+2*(Xmie+Dhp);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Comprimento do braço de direção%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Bdir=sqrt((Xcd-Xlinke)^2+(Ycd-Ylinke)^2+(Zcd-Zlinke)^2);
D1=sqrt((Xmse-Xlinke)^2+(Ymse-Ylinke)^2+(Zms-Zlinke)^2);
D2=sqrt((Xmie-Xlinke)^2+(Ymie-Ylinke)^2+(Zmi-Zlinke)^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Cálculo da posição dos braços em movimento e da cambagem%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

i=0;

for Ymi=Ymie-Rebound:5:Ymie+Bound

    i=i+1;
    Xmi=sqrt(R1^2 - Ymi^2 - Zmi^2);

    syms Xms Yms

```

```

eq1=(Xms-Xmi)^2 + (Yms-Ymi)^2 + (Zms-Zmi)^2-Sdm^2;
eq2=(Xes-Xms)^2 + (Yes-Yms)^2 + (Zes-Zms)^2-R2^2;

S1=solve(eq2,eq1);
k=0;

%Eliminando resultados complexos do problema
for j=1:length(S1.Xms)
    if ((isreal(S1.Xms(j))~=0) && (isreal(S1.Yms(j))~=0))
        k=k+1;
        Xmsv11(k)=S1.Xms(j);
        Ymsv11(k)=S1.Yms(j);
    end
end
if k==0
    disp('Problema dos braços sem solução')
end

for j=1:k
    [B,IX] = sort(Ymsv11);
    Xmsv1(j)=Xmsv11(IX(j));
end

Xmsv1=double(Xmsv1);
B=double(B);

%Posição dos braços de suspensão
Ymiv(i)=Ymi;
Xmiv(i)=Xmi;
Xmsv(i)=Xmsv1(k);
Ymsv(i)=B(k);

%Cálculo do caster
Xac=(0);
Yac=(Ymsv(i)-Ymiv(i));
Zac=(Zms-Zmi);
Xbc=0;
Ybc=(Ymsv(i)-Ymiv(i));
Zbc=0;

caster1=acos(((Xac*Xbc)+(Yac*Ybc)+(Zac*Zbc))/(sqrt(Xac^2+Yac^2+Zac^2)*sqrt(Xbc^2+Ybc^2+Zbc^2)));
caster=abs(caster1);

if Zmi>=Zms
    Caster(i)=180*(caster)/pi;
else
    Caster(i)=(180*(caster)/pi)*-1;
end

%Cálculo do curso do amortecedor
Xab(i)=fa*Xmiv(i);
Yab(i)=fa*Ymiv(i);
Am(i)=sqrt((Xae-Xab(i))^2 + (Yae-Yab(i))^2);

DELTA_AM(i)=(comp_am)-Am(i);

```

```

%Cálculo do esterçamento involuntário
syms Xlink Ylink Zlink

eq9=sqrt((Xcd-Xlink)^2+(Ycd-Ylink)^2+(Zcd-Zlink)^2)-Bdir;
eq10=sqrt((Xmsv(i)-Xlink)^2+(Ymsv(i)-Ylink)^2+(Zms-Zlink)^2)-D1;
eq11=sqrt((Xmiv(i)-Xlink)^2+(Ymiv(i)-Ylink)^2+(Zmi-Zlink)^2)-D2;

S5=solve(eq9,eq10,eq11);

Xlinki=double(S5.Xlink);
Ylinki=double(S5.Ylink);
Zlinki=double(S5.Zlink);
%Eliminando soluções complexas
k=0;
for j=1:length(Xlinki)
    if ((isreal(Xlinki(j))~=0) && (isreal(Ylinki(j))~=0) &&
(isreal(Zlinki(j))~=0))
        k=k+1;
        Xlink1(k)=Xlinki(j);
        Ylink1(k)=Ylinki(j);
        Zlink1(k)=Zlinki(j);
    end
end
if k==0
    disp('Problema da direção sem solução')
end

for j=1:k
    [B,IX] = sort(Zlink1);
    Xlink11(j)=Xlink1(IX(j));
    Ylink11(j)=Ylink1(IX(j));
end

if Zlinke>0
    Zlinkv(i)=(B(k));
    Xlinkv(i)=(Xlink11(k));
    Ylinkv(i)=(Ylink11(k));
else
    Zlinkv(i)=(B(1));
    Xlinkv(i)=(Xlink11(1));
    Ylinkv(i)=(Ylink11(1));
end

%Cálculo da ponta de eixo
Ypemv(i)=(Ymsv(i)-Ymiv(i))*fpe+Ymiv(i);
Xpemv(i)=(Xmsv(i)-Xmiv(i))*fpe+Xmiv(i);
Zpemv(i)=(Zms-Zmi)*fpe+Zmi;

syms Xpe Ype Zpe
eq12=sqrt((Xmiv(i)-Xpe)^2+(Ymiv(i)-Ype)^2+(Zmi-Zpe)^2)-D3;
eq13=sqrt((Xmsv(i)-Xpe)^2+(Ymsv(i)-Ype)^2+(Zms-Zpe)^2)-D4;
eq14=sqrt((Xlinkv(i)-Xpe)^2+(Ylinkv(i)-Ype)^2+(Zlinkv(i)-Zpe)^2)-D5;

S6=solve(eq12,eq13,eq14);

Xpei=double(S6.Xpe);

```

```

Ypei=double(S6.Ype);
Zpei=double(S6.Zpe);

%Eliminando soluções complexas
k=0;
for j=1:length(Xpei)
    if ((isreal(Xpei(j))~=0) && (isreal(Ypei(j))~=0) &&
(isreal(Zpei(j))~=0))
        k=k+1;
        Xpe1(k)=Xpei(j);
        Ype1(k)=Ypei(j);
        Zpe1(k)=Zpei(j);
    end
end
if k==0
    disp('Problema da ponta de eixo sem solução')
end

for j=1:k
    [B,IX] = sort(Xpe1);
    Zpe11(j)=Zpe1(IX(j));
    Ype11(j)=Ype1(IX(j));
end

Xpev(i)=B(k);
Ypev(i)=Ype11(k);
Zpev(i)=Zpe11(k);

%Cálculo da cambagem
Xa=(Xpev(i)-Xpemv(i));
Ya=(Ypev(i)-Ypemv(i));
Za=(0);
Xb=(Xpev(i)-Xpemv(i));
Yb=(0);
Zb=0;

cambagem1=acos(((Xa*Xb)+(Ya*Yb)+(Za*Zb))/(sqrt(Xa^2+Ya^2+Za^2)*sqrt
(Xb^2+Yb^2+Zb^2)));
inc_pin_m=abs(cambagem1);
if Ya>0
    cambagem(i)=-1*180*(inc_pin_m)/pi;
else
    cambagem(i)=180*(inc_pin_m)/pi;
end

%Cálculo da bitola do carro
Bitola(i)=Do+(2*(Xmiv(i)+Dhp-((Dp/2)*sin(cambagem(i)*pi/180))));

Bitola_r=Do+2*(Xmie+Dhp);

%bumpsteering
Xab1=(Xpev(i)-Xpemv(i));
Yab1=(0);
Zab1=(Zpev(i)-Zpemv(i));
Xbb1=(Xpev(i)-Xpemv(i));
Ybb1=(0);
Zbb1=0;

bump1=acos(((Xab1*Xbb1)+(Yab1*Ybb1)+(Zab1*Zbb1))/(sqrt(Xab1^2+Yab1^2+Zab1^2
)*sqrt(Xbb1^2+Ybb1^2+Zbb1^2)));

```

```

modbump=abs(bump1);
if Zpev(i)>Zpemv(i)
    Bump(i)=-1*180*(modbump)/pi;
else
    Bump(i)=180*(modbump)/pi;
end

%Cálculo da altura do centro de rolagem
a1=Ymiv(i)/Xmiv(i);

syms a2 b2

eq3=a2*Xmsv(i)+b2-Ymsv(i);
eq4=a2*Xes+b2-Yes;

S2=solve(eq3,eq4);
a2=S2.a2(1);
b2=S2.b2(1);

if a1==a2
    a3=a1;

    b3=a3*((Xmiv(i)+Dhp-((Dp/2)*(abs(sin(cambagem(i)*pi/180))))))+b3-
    (Ymiv(i)-((Dp/2)*(abs(cos(cambagem(i)*pi/180))))+Dvp);

else

    syms Xcon Ycon

    eq5=a1*Xcon-Ycon;
    eq6=a2*Xcon+b2-Ycon;

    S3=solve(eq5,eq6);
    Xconi=S3.Xcon(1);
    Yconi=S3.Ycon(1);

    syms a3 b3

    eq7=a3*Xconi+b3-Yconi;
    eq8=a3*((Xmiv(i)+Dhp-((Dp/2)*(abs(sin(cambagem(i)*pi/180))))))+b3-
    (Ymiv(i)-((Dp/2)*(abs(cos(cambagem(i)*pi/180))))+Dvp);

    S4=solve(eq7,eq8);
    a3=S4.a3(1);
    b3=S4.b3(1);

end

Altura_c_r=a3*(-Do/2)+b3;
if Ypev(i)>=0
    Altura_c_rv(i)=double(Altura_c_r)-
    abs(Ypev(i))+((Dp/2*(abs(cos(cambagem(i)*pi/180)))));
else

    Altura_c_rv(i)=double(Altura_c_r)+abs(Ypev(i))+((Dp/2*(abs(cos(cambagem(i)*
    pi/180)))));
end

```

```

Xace=(Xmsv(i)-Xmiv(i));
Yace=(Ymsv(i)-Ymiv(i));
Zace=(0);
Xbce=0;
Ybce=(Ymsv(i)-Ymiv(i));
Zbce=0;

inc_pin_m1=acos(((Xace*Xbce)+(Yace*Ybce)+(Zace*Zbce))/(sqrt(Xace^2+Yace^2+Z
ace^2)*sqrt(Xbce^2+Ybce^2+Zbce^2)));
inc_pin_mest=abs(inc_pin_m1);

if Xmie>=Xmse
    inc_pin_m=inc_pin_mest;
else
    inc_pin_m=inc_pin_mest*-1;
end

INC_PIN_M(i)=inc_pin_m*180/pi;

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Plotando Resultados%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Posição dos braços de suspensão e amortecedor
X1=[Xae,Xab(1)];
Y1=[Yae,Yab(1)];
X2=[Xae,Xabe];
Y2=[Yae,Yabe];
X3=[Xae,Xab(i)];
Y3=[Yae,Yab(i)];
X4=[0,Xmiv(1)];
Y4=[0,Ymiv(1)];
X5=[0,Xmie];
Y5=[0,Ymie];
X6=[0,Xmiv(i)];
Y6=[0,Ymiv(i)];
X7=[Xes,Xmsv(1)];
Y7=[Yes,Ymsv(1)];
X8=[Xes,Xmse];
Y8=[Yes,Ymse];
X9=[Xes,Xmsv(i)];
Y9=[Yes,Ymsv(i)];
X10=[Xmiv(1),Xmsv(1)];
Y10=[Ymiv(1),Ymsv(1)];
X11=[Xmie,Xmse];
Y11=[Ymie,Ymse];
X12=[Xmiv(i),Xmsv(i)];
Y12=[Ymiv(i),Ymsv(i)];
X13=[Xcd,Xlinkv(1)];
Y13=[Ycd,Ylinkv(1)];
X14=[Xcd,Xlinke];
Y14=[Ycd,Ylinke];
X15=[Xcd,Xlinkv(i)];
Y15=[Ycd,Ylinkv(i)];
X16=[Xpemv(1),Xpev(1)];
Y16=[Ypemv(1),Ypev(1)];
X17=[Xpeme,Xpee];

```



```

Y17=[Ypeme,Ypee];
X18=[Xpemv(i),Xpev(i)];
Y18=[Ypemv(i),Ypev(i)];
figure(1)
plot(Xes,Yes,'*')
hold on
plot(0,0,'*')
hold on
plot(Xmie,Ymie,'*')
hold on
plot(Xmse,Ymse,'*')
hold on
plot(Xlinke,Ylinke,'*')
hold on
plot(Xcd,Ycd,'*')
hold on
    plot(Xae,Yae,'*')
    hold on
plot(Xabe,Yabe,'*')
hold on
plot(Xpee,Ypee,'*')
hold on
plot(Xpeme,Ypeme,'*')
hold on
plot(0,0,'*')
plot(X1,Y1,'b','LineWidth',2)
hold on
plot(X2,Y2,'r','LineWidth',2)
hold on
plot(X3,Y3,'g','LineWidth',2)
hold on
plot(X4,Y4,'b','LineWidth',2)
hold on
plot(X5,Y5,'r','LineWidth',2)
hold on
plot(X6,Y6,'g','LineWidth',2)
hold on
plot(X7,Y7,'b','LineWidth',2)
hold on
plot(X8,Y8,'r','LineWidth',2)
hold on
plot(X9,Y9,'g','LineWidth',2)
hold on
plot(X10,Y10,'b','LineWidth',2)
hold on
plot(X11,Y11,'r','LineWidth',2)
hold on
plot(X12,Y12,'g','LineWidth',2)
hold on
plot(X13,Y13,'b','LineWidth',2)
hold on
plot(X14,Y14,'r','LineWidth',2)
hold on
plot(X15,Y15,'g','LineWidth',2)
hold on
plot(X16,Y16,'b','LineWidth',2)
hold on
plot(X17,Y17,'r','LineWidth',2)
hold on
plot(X18,Y18,'g','LineWidth',2)
hold on

```

```

axis([-Do/2 max(Xpev)+50 min(Ymiv)-20 max(Ymsv)+100])
title('Posição do sistema de suspensão')

fprintf('A inclinação do pino mestre no repouso é de
%ggraus,\n\n',inc_pin_m_est)

%Cambagem pelo Wheel travel
fprintf('A cambagem no repouso é de %ggraus,\n',cambageme)
fprintf('A cambagem máxima é de %ggraus,\n',max(cambagem))
fprintf('A cambagem mínima é de %ggraus,\n\n',min(cambagem))

X=[0,0];
Y=[min(Ymiv)-20,max(Ymsv)+20];
figure(2)
%plot(X,Y)
hold on
%subplot(2,2,1)
plot(Ymiv-Ymie,-cambagem,'LineWidth',2)
axis([min(Ymiv)-Ymie max(Ymiv)-Ymie -0.50 2.00])
xlabel('Wheel travel [mm]');
ylabel('Ângulo de camber [graus]');
title('Ângulo de camber')
grid on

%Caster pelo Wheel travel
fprintf('O ângulo de caster no repouso é de %ggraus,\n\n',caster_est)

X=[0,0];
Y=[min(Ymiv)-20,max(Ymsv)+20];
figure(3)
%plot(X,Y)
hold on
%subplot(2,2,2)
plot(Ymiv-Ymie,Caster,'LineWidth',2)
axis([min(Ymiv)-Ymie max(Ymiv)-Ymie 4.4 5.3])
xlabel('Wheel travel [mm]');
ylabel('Ângulo de caster [graus]');
title('Ângulo de caster')
grid on

%Altura do centro de rolagem
fprintf('A altura do centro de rolagem em relação à fixação do braço
inferior no repouso é de %gmm,\n\n',Altura_c_r_e)

figure(4)
%subplot(2,2,3)
plot(Ymiv-Ymie,Altura_c_rv-30,'LineWidth',2)
xlabel('Wheel travel [mm]');
ylabel('Altura do centro de rolagem [mm]');
title('Altura do centro de rolagem')
%axis([min(Ymiv)-20-Ymie max(Ymiv)+20-Ymie min(Altura_c_rv)-20
max(Altura_c_rv)+20])
grid on

%Bitola do veículo
fprintf('A Bitola do veículo é %gmm,\n\n',Bitola_r)

```

```

figure(5)
plot(Ymiv-Ymie,Bitola,'LineWidth',2)
xlabel('Wheel travel [mm]');
ylabel('Bitola [mm]');
title('Bitola')
axis( [min(Ymiv)-20-Ymie max(Ymiv)+20-Ymie min(Bitola)-20 max(Bitola)+20])
grid on

%Bump steering
fprintf('A convergencia máxima na direção é de %ggraus,\n', (min(Bump)))
fprintf('A divergencia máxima na direção é de %ggraus,\n\n', (max(Bump)))

X=[0,0];
Y=[min(Ymiv)-20,max(Ymsv)+20];
figure(6)
%plot(X,Y)
%subplot(2,2,4)
hold on
plot(Ymiv-Ymie,Bump,'LineWidth',2)
axis( [min(Ymiv)-Ymie max(Ymiv)-Ymie -0.6 3.3])
xlabel('Wheel travel [mm]');
ylabel('Ângulo de Toe [graus]');
title('Ângulo de Toe')
grid on

X=[0,0];
Y=[min(Ymiv)-20,max(Ymsv)+20];
figure(7)
%plot(X,Y)
hold on
plot(Ymiv-Ymie,-INC_PIN_M,'LineWidth',2)
axis( [min(Ymiv)-Ymie max(Ymiv)-Ymie -29.5 -27])
xlabel('Wheel travel [mm]');
ylabel('Inclinação do pino mestre [graus]');
title('Inclinação do pino mestre')
grid on

%Compressão do amortecedor
fprintf('A compressão do amortecedor no repouso é de %gmm,\n\n',Compressao_am_e)

figure(8)
plot(Ymiv-Ymie,DELTA_AM,'LineWidth',2)
xlabel('Wheel travel [mm]');
ylabel('Compressão do amortecedor [mm]');
title('Compressão do amortecedor')
axis( [min(Ymiv)-20-Ymie max(Ymiv)+20-Ymie min(DELTA_AM)-5 max(DELTA_AM)+5])
grid on

```